



Heikki Huovinen

## **Ruoripotkurilaitteiden voimaliitosten mitoitus**

Diplomityö, joka on jätetty opinnäytteenä tarkastettavaksi  
diplomi-insinöörin tutkintoa varten.

Espoossa 25.5.2015

Valvoja: Professori Jukka Tuhkuri

Ohjaaja: Diplomi-insinööri Juho Kock

<b>Tekijä: Heikki Huovinen</b>		
<b>Työn nimi: Ruoripotkurilaitteiden voimaliitosten mitoitus</b>		
<b>Laitos: Sovelletun mekaniikan laitos</b>		
<b>Pääaine: Teknillinen mekaniikka</b>		<b>Koodi: K3006</b>
<b>Työn valvoja: Professori Jukka Tuhkuri</b>		
<b>Työn ohjaaja: Diplomi-insinööri Juho Kock</b>		
<b>Päivämäärä 25.5.2015</b>	<b>Sivumäärä: 107+12</b>	<b>Kieli: suomi</b>
<b>Tiivistelmä:</b>		

Ruuviliitos on tyypillinen tapa toteuttaa kuormituksia siirtävä liitos ruoripotkurilaitteissa. Ruuviliitosten mitoitus on monia ilmiöitä huomioon ottava prosessi, jonka lopputuloksena saadaan määritettyä esimerkiksi liitoksessa tarvittavien ruuvien määrä ja tarvittava esijännitysaste. Mitoitusprosessi on kriittinen turvallisuuden ja kustannusten kannalta. Tämän diplomityön tavoite onkin määrittää mitoituksessa käytettävien parametrien arvoja. Työ on rajattu käsittelemään ruuviliitosten elinkaaren alkuvaihetta. Pitkän ajan kuluessa tapahtuvat ilmiöt, kuten väsyminen, on rajattu työn ulkopuolelle.

Monet ruuviliitosten mitoituksessa käytettävät parametrit ovat luonteeltaan sellaisia, että jos niiden arvo arvioidaan väärin, jokin ruuviliitoksen varmuuksista kärsii aina, huolimatta virhearvion suunnasta. Tämä tekee mitoituksesta haastavaa.

Tässä työssä mitoitusprosessi jaettiin kolmeen vaiheeseen: kuormanjakautumislaskenta, kitkalaskenta ja esikiristyslaskenta. Kutakin näistä vaiheesta tutkittiin kokeellisesti. Kuormanjakautumislaskentaa tutkittiin epäkeskovetokokeella, kitkalaskentaa lepokitkakokeella ja esikiristyslaskentaa vääntökiristyskokeella. Kokeilla tutkittiin ruuviliitoksen vasteen laskentamenetelmiä, kappaleiden välisiä lepokitkakertoimia sekä kitkakertoimia ruuvien kierteessä ja kannan alla.

Epäkeskovetokokeen perusteella epäkeskisesti kuormitetun ruuviliitoksen vastetta voi analysoida elementtimenetelmällä, mutta esimerkiksi ruuvien lisäaksiaalivoimassa voi tarkallakin mallilla laskettaessa olla noin 10 % virhe. Analyttisen laskennan tarkkuus epäideaalisilla kappaleilla riittää lähinnä epälineaarisen vasteen rajavojien suuruusluokan arviointiin.

Ruuvien kitkakertoimien hajonta on yleisesti melko suurta. Jos ruuveista tai niillä kokoonpantavasta rakenteesta on tarkempaa tietoa, voidaan hajonnan joissakin tapauksissa olettaa pienemmäksi.

Lepokitkakokeen tulosten perusteella teräs-teräs-materiaaliparin lepokitkakertoimelle voidaan käyttää arvoa 0,20 ja teräs-valurauta-parille 0,18. Myös koehypoteesien perusteella valuraudalla kitkakerroin on pienempi kuin teräksellä.

Yleisesti monet ruuviliitosten mitoituksessa käytettävät parametrit ovat luonteeltaan sellaisia, niiden arvon virheellinen arviointi tai arvojen hajonta johtaa joidenkin liitoksen varmuuksien paranemiseen ja joidenkin varmuuksien huononemiseen. Tämän takia liitos pitäisikin mitoittaa kaksi kertaa käyttäen parametrien arvioituja ääriarvoja. Kokeiden perusteella hajonta voidaan joissakin tapauksissa olettaa yleistä tapausta pienemmäksi. Tällöin kuitenkin tarvitaan melko tarkkaakin lisätietoa, mikä johtaa tarpeeseen sisällyttää lisää parametreja laskentaprosessiin.

<b>Avainsanat: Ruuviliitos, kitkakerroin, kuormansiirtokerroin, epälineaarinen vaste</b>
--

<b>Author: Heikki Huovinen</b>		
<b>Title of thesis: Dimensioning of load-carrying joints in podded propulsion units</b>		
<b>Department: Department of Applied Mechanics</b>		
<b>Major: Technical Mechanics</b>		<b>Code: K3006</b>
<b>Thesis supervisor: Professor Jukka Tuhkuri</b>		
<b>Thesis advisor: Juho Kock, M.Sc. (Tech.)</b>		
<b>Date 25.5.2015</b>	<b>Number of pages: 107+12</b>	<b>Language: Finnish</b>

**Abstract:**

A bolted joint is a typical way to execute a load-carrying joint in a podded propulsion unit. Dimensioning process of such joints takes into account many different phenomena and as outcome for example number of bolts needed and their preload level is acquired. The Dimensioning process is important for safety and costs. The aim of this master's thesis is to determine values for parameters used throughout the dimensioning process. The scope of this thesis is limited to the beginning of life cycle of a bolted joint. Therefore phenomena occurring at longer time intervals, such as fatigue, are not included in this thesis.

Many of the parameters used in the dimensioning of bolted joints are such that if one estimates their value incorrectly, some of the many safety values associated with bolted joints always suffers, no matter if the value is overestimated or underestimated. This makes dimensioning challenging.

In this thesis, the dimensioning process was divided into three phases: load distribution calculation, friction calculation and pretension calculation. Each of these phases was studied by experiments. Load distribution calculation was studied using eccentric loading test, friction calculation was studied with static friction test and pretension calculation was studied with torque tightening test. The experiments focused on calculation methods of response of a bolted joint, static coefficients of friction between components and coefficients of friction in the thread of a bolt and under the bolt head.

Based on the eccentric loading test the response of an eccentrically loaded bolted joint can be analysed by using finite element method. However, even when using relatively detailed model, the additional axial bolt load may contain an error of up to 10 %. When the geometry of the components is non-ideal the analytical calculations are only good for approximating threshold values for the nonlinear response.

Generally, a relatively wide scatter was present in the measured thread and bolt head coefficients of friction. If there is additional information available about the bolts or the structure, the scatter could be assumed to be smaller in some cases.

Based on the measurements the static coefficient of friction between connected parts was 0,20 for a steel-steel material pair and 0,18 for a steel-cast iron pair. Also, based on the hypothesis, the coefficient of friction of a cast iron is lower than that of steel.

Generally speaking, miscalculation or scatter of many of the parameters used for dimensioning a bolted joint have positive effect on some safety values and negative effect on some other safety values. That is why the joint should be dimensioned twice using the estimated extreme values. Based on the experiments in some cases the scatter may be assumed to be smaller than in a general case, but this requires more information and therefore more input parameters to the overall dimensioning process of the bolted joint.

**Keywords: Bolted joint, coefficient of friction, load factor, nonlinear response**

## Alkusanat

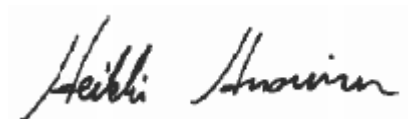
*Tämä diplomityö on tehty ABB Oy:n rahoittamana talven 2014-2015 aikana. Työ pureutuu mekaniikan perusteisiin, eli siihen, kuinka hyvin matemaattiset mallit pystyvät ennustamaan todellisia ilmiöitä. Teema on osuva opiskelujen ja työelämän väliseen siirtymävaiheeseen.*

*Olen saanut diplomityön edetessä arvokasta apua monilta suunnilta. Aalto-yliopiston suunnalta kiitokset kuuluvat työn valvojalle professori Jukka Tuhkurille.*

*ABB:n edustajista ensimmäisenä haluan kiittää esimiestäni Kim Åkerlundia siitä, että minulle avautui mahdollisuus tehdä diplomityö ABB:lle, ja työn ohjaajaa Juho Kockia monista hyvistä vinkeistä ja uusista näkökulmista. Kiitokset kuuluvat myös ABB Oy:n Marine and Ports –yksikön hankinta- ja tuontanto-organisaatioille.*

*Lopuksi kiitos vanhemmilleni Helville ja Leolle sekä veljelleni Johannekselle tuesta koko opiskeluaikanani.*

Espoo 25.5.2015



Heikki Huovinen

# Sisällys

Merkinnät.....	8
Lyhenteet .....	10
1 Johdanto.....	11
1.1 Tausta .....	11
1.2 Tutkimusongelma .....	12
1.3 Työn rajaus .....	14
2 Ruuviliitosten mekaniikka .....	15
2.1 Ruuviliitosten mitoituksen yleisiä periaatteita.....	15
2.2 Ruuviliitoksessa vaikuttavat voimat .....	15
2.3 Moniruuviliitos .....	17
2.4 Mitoitusta ohjaavat tekijät .....	18
2.5 Ruuviliitosten kiristysmenetelmät.....	23
2.6 Kiristysmenetelmiin liittyvät asennusparametrit .....	26
2.7 Jousimalli .....	29
2.8 Kuormansiirtokerroin ja ruuvin lisävoima .....	32
2.9 Kuormansiirtokerroimen arvon merkitys ruuviliitoksen mitoituksen kannalta .....	35
2.10 Voimantuontikerroin .....	36
2.11 Liitoksen osittainen aukeaminen .....	37
3 Kokeiden tausta ja käytetyt tutkimusmenetelmät .....	39
3.1 Kokeiden sijainti mitoitusketjussa.....	39
3.2 Koehypoteesit.....	40
3.3 Mittausepävarmuuden arviointi Monte Carlo –menetelmällä.....	41
3.4 t-testi .....	43
3.5 Venymäliuskamittaukset .....	43
3.5.1 Venymäliuskamittausten yleinen periaate.....	43
3.5.2 Siltakytkenät .....	44
3.5.3 Tasovenymän koordinaatistomuunnos .....	45
4 Koejärjestelyt .....	47
4.1 Epäkeskovetokoe.....	47

4.1.1 Yleistä.....	47
4.1.2 Mittausepävarmuus.....	52
4.2 Vääntökiristyskoe .....	54
4.2.1 Yleistä.....	54
4.2.2 Venymäliuskojen paikat mittaholkeissa .....	58
4.2.3 Mittalaitteen kalibrointi.....	63
4.2.4 Koesarjat .....	66
4.2.5 Mittausepävarmuus.....	68
4.3 Lepokitkakoe .....	69
4.3.1 Yleistä.....	69
4.3.2 Koesarjat .....	72
4.3.3 Mittausepävarmuus.....	74
5 Epäkeskovetokokeen vertailulaskelmat.....	75
5.1 Elementtimenetelmäratkaisu epäkeskovetokokeeseen .....	75
5.2 Epäkeskovetokokeen analyttinen laskenta .....	79
6 Tulokset .....	80
6.1 Epäkeskovetokoe.....	80
6.2 Vääntökiristyskoe .....	87
6.2.1 M100-ruuvit .....	87
6.2.2 M30-ruuvit .....	89
6.3 Lepokitkakoe .....	96
6.3.1 Lepokitkakerrointen määrittäminen .....	96
6.3.2 Materiaalin vaikutus .....	99
6.3.3 Koneistuskuvioiden vaikutus .....	99
6.3.4 Tiivisteaineen vaikutus.....	100
7 Johtopäätökset.....	101
8 Yhteenveto .....	103
9 Lähteet .....	104
Liitteet .....	108
Liite 1. Kattavuusvälin laskeva MATLAB-ohjelma .....	108
Liite 2. Vääntökiristysmittalaitteen päämitat, M100-ruuvien testauskonfiguraatio .....	109

Liite 3. Epäkeskovetokokeen analyttinen vertailulaskelma .....	110
Liite 4. Vääntökiristyskokeella määritetyt kitkakertoimet ja 95 % kattavuusvälit .....	115
Liite 5. Lepokitkakokeessa määritetyt kitkakertoimet .....	119

## Merkinnät

$A$	[mm <sup>2</sup> ]	pinta-ala, yleinen
$A_p$	[mm <sup>2</sup> ]	ruuvin kannan tai mutterin ja perusaineen väliin jäävä pinta-ala
$D_{Km}$	[mm]	ruuvin kannan tai mutterin alla jäävän kitkaympyrän keskihalkaisija
$D_{Ki}$	[mm]	Ruuvin kannan tai mutterin alle jäävän kontaktialueen sisähalkaisija
$E$	[M/GPa]	kimmokerroin
$F_A$	[N]	aksiaalikuormitus
$F_{Aab}^Z$	[N]	aksiaalikuormitus, jolla liitospinta aukeaa
$F_{ax}$	[N]	ruuvin aksiaalivoima
$F_{SA}$	[N]	ruuvin lisävoima
$F_{Todellinen}$	[kN]	kalibrointitodistuksen mukainen todellinen voima
$F_K$	[N]	puristusvoima
$F_{KRmin}$	[N]	pienin kuormitetussa liitoksessa vaikuttava puristusvoima
$F_{Mitattu}$	[kN]	kalibrointitodistuksen mukainen mitattu voima
$F_n$	[N]	lepokitkakokeen normaalivoima
$F_{PA}$	[N]	puristusvoiman muutos
$F_Q$	[N]	leikkausvoima
$F_{Qmax}$	[N]	suurin leikkausvoima, jonka liitos kestää
$F_t$	[N]	lepokitkakokeen tangentiali-/kitkavoima
$F_V$	[N]	esijännitysvoima
$M_A$	[Nm]	kokonaisesikristysmomentti
$M_G$	[Nm]	ruuvin varressa vaikuttava vääntömomentti eli kierteen momentti
$M_K$	[Nm]	ruuvin kannan tai mutterin kitkamomentti
$N$	[kpl]	Monte Carlo –toistojen lukumäärä
$P$	[mm]	kierteen nousu
$S_L$		varmuus pintapaineen suhteen
$S_G$		varmuus luistamisen suhteen
$S_{SE}$		varmuus liitospintojen aukeamisen suhteen
$S_F$		varmuus myödon suhteen
$U$	[V]	Wheatstonen sillan syöttöjännite
$U_W$	[V]	Wheatstonen sillan ulostulojännite
$W_p$	[mm <sup>3</sup> ]	ruuvin varren vääntövastus
$X_i$		i:s apumittaus
$Y$		mittaussuure
$a$		ruuvin jäykkyyslaskennassa käytettävä korjauskerroin
$b$	[N]	kalibrointitodistuksen korjauskerroin
$c$		kalibrointitodistuksen korjauskerroin
$d$	[mm]	ruuvin nimellishalkaisija
$d_0$	[mm]	ruuvin varren pienin halkaisija
$d_2$	[mm]	kierteen kylkihalkaisija
$d_t$	[mm]	vapaareiän halkaisija



$d_w$	[mm]	Ruuvin kannan tai mutterin alle jäävän kontaktialueen ulkohalkaisija
$f$		mittausfunktio
$k$	[N/mm]	jousivakio, yleinen
$k_p$	[N/mm]	liitettävien osien jousivakio
$k_s$	[N/mm]	ruuvin jousivakio
$l$	[mm]	pituus, yleinen
$n$		voimantuontikerroin
$p_{max}$	[MPa]	perusaineen suurin sallittu pintapaine
$r$	[mm]	momenttivarsi, yleinen
$x$	[mm]	siirtymä
$x_{ka}$	[mm]	Kuormitusadapterin keskilinjan etäisyys kiinnitysuransa päästä
$x_p$	[mm]	ruuvia kuvaavan jousen pään siirtymä
$x_s$	[mm]	perusainetta kuvaavan jousen pään siirtymä
$\Phi$		kuormansiirtokerroin
$\gamma$	[m/m]	leikkausvenymä
$\varepsilon$	[m/m]	normaalivenymä
$\mu_G$		ruuvin kierteen kitkakerroin
$\mu_K$		ruuvin kannan kitkakerroin
$\mu_T$		liitettävien osien välinen lepokitkakerroin
$\sigma$	[MPa]	normaalijännitys
$\sigma_y$	[MPa]	ruuvin myötöraja
$\sigma_{vM}$	[MPa]	von Mises -jännitys
$\tau$	[MPa]	leikkausjännitys
$\varphi$	[°]	muodonmuutoskartion kulma

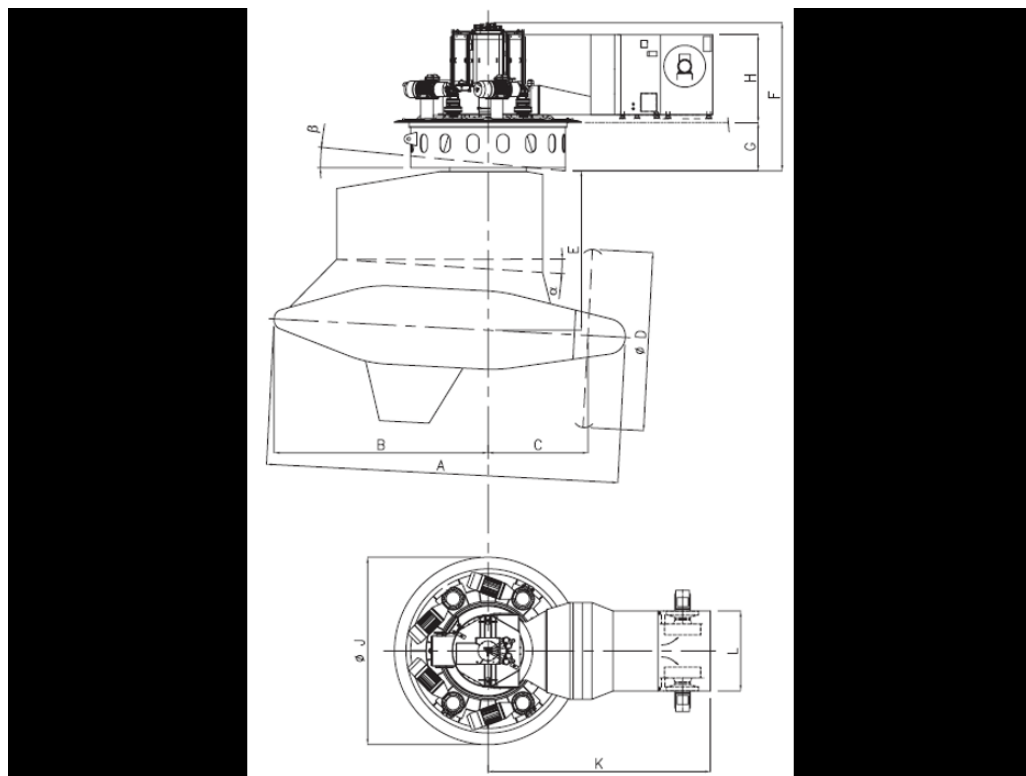
## Lyhenteet

FEM	Elementtimenetelmä (engl. Finite element method, FEM)
DNV	Det Norske Veritas -luokituslaitos
GUF	GUM uncertainty framework, mittausepävarmuuden arviointimenetelmä
MCM	Monte Carlo –menetelmä (engl. Monte Carlo method)
KP	Kuormituspiste

# 1 Johdanto

## 1.1 Tausta

Azipod® on ABB:n rekisteröimä tavaramerkki. Azipodit ovat sähköisiä ruoripotkurilaitteita, joissa perinteisen peräsimen sekä laivan propulsiojärjestelmän toiminnallisuudet yhdistyvät. Azipodeissa potkuri on asennettu suoraan sähkömoottorin akselille ja sähkömoottori puolestaan on laivan rungon ulkopuolella olevassa vedenalaisessa yksikössä, joka kääntyy 360° pystyakselinsa ympäri mahdollistaen siten laivan ohjailun. Azipod-järjestelmän hyötyjä ovat esimerkiksi joustavuus laivan sisätilojen suunnittelussa ja hyvä hyötysuhde. [1]



Code	Subject	Dimension XO2100	Dimension XO2300	Unit	Status
$\alpha$	Tilt angle	0..6	0..6	Degr	Variable
$\beta$	Bottom formability angle	0..7	0..7	Degr	Variable
A	Total length	11,5	11,7	m	Fixed
B	Tail extension from the azimuth	6,9	7,0	m	Fixed
C	Propeller disk extension from the azimuth	3,4	3,4	m	Fixed
ØD	Propeller diameter	4,4 ... 6,4	4,6 ... 6,6	m	Variable
E	Vertical measure from the shaft line cross	4,3 ... 7,1	4,4 ... 7,1	m	Variable
F	Height of Steering Module	4,9 *)	4,9 *)	m	Fixed
G	Double bottom fit thickness	1,5	1,5	m	Fixed
H	Room height for the Cooling Air Unit	3,0	3,0	m	Fixed
ØJ	Steering module flange diameter	6,1	6,1	m	Fixed
K	Hard outfit horizontal from the azimuth	6,7	6,7	m	Fixed
L	Width of the Cooling Air Unit	3,0	3,0	m	Fixed

\*) Height can be reduced with project specific design

Kuva 1. XO-sarjan Azipodin päämittoja (kuva: [2]).

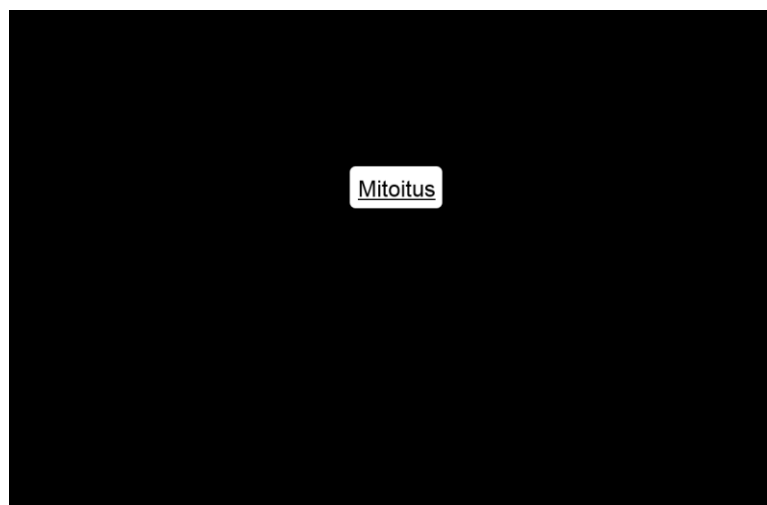
Azipod-ruoripotkurilaitteita valmistetaan eri kokoluokissa. Mallista riippun yhden Azipod-yksikön propulsioteho on 1-21 MW. [3] Kuvassa 1 on Azipod-ruoripotkurilaitteiden kokoluokan hahmottamiseksi esitetty XO-sarjan Azipodin päämittoja.

Tämä diplomityö käsittelee ruuviliitoksia, jotka ovat ruoripotkurilaitteissa tärkeässä asemassa, sillä niihin kohdistuu niin potkurin työntövoima kuin Azipodin runkoon kohdistuvat hydrodynaamiset voimatkin.

## 1.2 Tutkimusongelma

Ruoripotkurilaitteissa ruuviliitos on tyypillinen tapa toteuttaa kuormaa kantava liitos eli voimaliitos: liitoksen purkaminen onnistuu suhteellisen pienellä vaivalla esimerkiksi huoltoa varten. Ruuviliitokset ovat jo kypsää teknologiaa, mutta silti ne herättävät yhä kysymyksiä ja niitä tutkitaan edelleen. Muun muassa liitosten elementtimenetelmäänalyysi (engl. Finite Element Method, FEM) ja komposiittimateriaalien ruuviliitokset ovat aktiivisia tutkimuskohteita [4] [5].

Ruuviliitosten mitoituksessa ulkoisten kuormitusten ja liitosta kuvaavien parametrien avulla määritetään liitoksessa tarvittavien ruuvien koko, määrä ja esijännitysaste. Se, kuinka tarkasti laskelmat kuvaavat liitoksen todellista käyttäytymistä, määräytyy mitoitusparametrien arvoista. Kuvassa 2 on esitetty ruuviliitosten mitoitusprosessi ja mitoitusparametrien vaikutus prosessin lopputulokseen periaatteellisella tasolla. Kaikessa mitoituksessa on toivottavaa, että käytettävät laskentamallit kuvaisivat todellisuutta mahdollisimman tarkasti. Näin voitaisiin taata komponenttien turvallinen toiminta ilman liiallista ylimitoitusta.



*Kuva 2. Ruuviliitoksen mitoitusprosessin lähtötiedot ja tekijät, joihin mitoitus vaikuttaa*

Tyypillisesti ruuviliitosten mitoitusparametrien arvot lasketaan ohjeiden tai standardien mukaisilla, yksinkertaisilla laskukaavoilla. Esimerkiksi ruuvin aksiaalijäykkyys on tällainen laskettava parametri. Joidenkin parametrien arvojen määrittämiseen ei liity varsinaista laskentaa, vaan niiden arvo valitaan erilaisia taulukoita hyödyntäen. Esimerkiksi liitospintojen välisen lepokitkakertoimen arvo yleensä määritetään kirjallisuuden perusteella. Usein taulukoissa arvoille on annettu tietty vaihteluväli, joka voi olla suhteellisen laaja: esimerkiksi lähteessä [6] mainitaan teräs-teräs-materiaaliparin lepokitkakertoimen ohjearvoksi 0,15...0,40. Kun

parametrien arvojen laaja vaihteluväli otetaan huomioon mitoituksessa, on tuloksena liitos, joka voi olla joissakin tapauksissa ylimitoitettu. Toisaalta jos parametrien arvojen laajaa skaalaa ei osata ottaa huomioon vaan käytetään virheellisesti todellisuudessa toteutumaton arvoa vaihteluvälin laidasta, voi tuloksena olla alimitoitettu liitos.

Tämän diplomityön tavoite on tutkia erilaisia ruuviliitosten mitoitukseseen liittyviä laskentamenetelmiä ja vertailla niitä koetuloksiin. Lisäksi joidenkin mitoitusparametrien arvoja määritetään tietyille yksittäisille tapauksille. Tulosten pohjalta pohditaan, mitä laskentavaiheita olisi syytä suorittaa milläkin menetelmällä, ja mihin mitoituksen vaiheisiin kannattaisi mahdollisesti kiinnittää erityistä huomiota. Kuten kuvasta 2 nähdään, liitokseen kohdistuvien kuormien ohella juuri mitoitusparametrien arvot vaikuttavat mitoitusprosessin lopputulokseen, eli lopulliseen liitokseen.

Mitoitusparametrit ovat tärkeitä niiden turvallisuus- ja kustannusvaikutusten takia. Turvallisuusvaikutukset voidaan jakaa kahteen ryhmään: työturvallisuuteen ja tuoteturvallisuuteen. Työturvallisuusmielessä ruuvit eivät saa missään tapauksessa katketa asennuksen aikana. Jos mitoituksessa käytetään väärä parametreja, voi ruuvissa olla luultua enemmän esijännitystä, mikä voi johtaa ruuvin katkeamiseen ja esimerkiksi kiinnitettävän komponentin putoamiseen korkealta.

Tuoteturvallisuudella puolestaan tarkoitetaan laitteen turvallisuutta käytön aikana. Jos liitos on käyttösovellukseensa alimitoitettu, ei se välttämättä kestä käytönaikaisia kuormia. Osa ruuviliitosten mitoitusparametreista on tuoteturvallisuusmielessä haastavia, sillä konservatiivisen valinnan tekeminen ei ole aina mahdollista. Toisin sanoen jonkin tietyn parametrin arvon arvioiminen suuremmaksi lisää kyllä reserviä jonkin varmuuden suhteen, mutta samalla varmuus jonkin toisen tekijän suhteen heikkenee. Parametrien vaikutusta eri varmuuksiin käsitellään luvussa 2.4.

Turvallisuuden lisäksi mitoitusparametrit vaikuttavat myös ruuviliitoksen kustannuksiin. Ruuviliitosten mitoitusprosessi vaikuttaa liitoksia sisältävän rakenteen valmistus- ja materiaalikustannuksiin monilla tavoilla. Suorat vaikutukset on helppo ymmärtää: Mitoituksessa päätetään liitoksessa käytettävien ruuvien koko ja määrä. Ruuvien koko ja määrä määräävät luonnollisesti ruuvien yhteishinnan. Ruuvien koko ja määrä voivat kuitenkin vaikuttaa myös ruuveilla liitettävien komponenttien valmistuskustannuksiin koska ruuveja varten tarvittavien vapaa- ja kierrereikien määrä riippuu ruuvien määrästä. Lisäksi mitoitusprosessi vaikuttaa kustannuksiin epäsuorasti. Jos liitokseen täytyy saada lisää ruuveja, eikä tämä ole geometriasyistä mahdollista, voi ainut vaihtoehto olla rakenteen muuttaminen suuremmaksi. Tällainen tilanne voi ilmetä esimerkiksi tilanteessa, jossa pyöreään laippaan ei yksinkertaisesti mahdu enempää ruuveja. Tilasyistä kokovaikutukset voivat

kertaantua, jos uusi, suurempi komponentti ei mahdukaan sille alunperin varattuun tilaan.

Ruoripotkurilaitteissa tärkeimpiä ruuviliitoksia ovat akselilinjan liitokset sekä itse ruoripotkurilaitteen ja laivan väliset liitokset. Näissä liitoksissa ruuvikehien halkaisijat voivat olla jopa useita metrejä ja ruuvien nimellishalkaisijat lähellä sataa millimetriä. Yhdessä liitoksessa saattaa olla jopa kymmeniä ruuveja.

### 1.3 Työn raja

Työ rajautuu ruuviliitoksen elinkaaren alkutilanteeseen. Työ keskittyy siis liitoksen mitoitus- ja asennusvaiheessa tapahtuviin asioihin. Pidemmän ajan kuluessa tapahtuvat ilmiöt, kuten ruuvien väsyminen tai liitospintojen pinnankarheuksien tasoittumisen seurauksena tapahtuva ruuvien esijännitysvoiman aleneminen eivät kuulu työn piiriin. Myös kuvassa 2 esitetty mitoitusparametrien ohella toinen mitoitusprosessin lopputulokseen vaikuttava tekijä eli liitokseen vaikuttavien ulkoisten kokonaiskuormien määrittäminen on rajattu työn ulkopuolelle. Myöskään erilaisia moniruuviliitoksen kokonaiskuormituksen redusointimenetelmiä kuormittuneimman ruuvin kuormituksen määrittämiseksi ei käsitellä tai vertailla.

Tämä diplomityö koostuu neljästä pääosiesta: Aluksi käydään läpi ruuviliitoksen mekaniikka ja mitoitusprosessia siitä näkökulmasta, kuinka eri mitoitusparametrit vaikuttavat liitoksen varmuuksiin. Seuraavaksi käydään läpi miksi päätettiin tehdä juuri valitut kokeet sekä käsitellään tulosten analysoinnissa käytettävät menetelmät. Tämän jälkeen esitellään itse koejärjestelyt. Lopuksi esitetään tulokset ja niiden pohjalta tehdyt johtopäätökset.

## 2 Ruuviliitosten mekaniikka

### 2.1 Ruuviliitosten mitoituksen yleisiä periaatteita

Ruuviliitokset voivat joutua kantamaan erilaisia kuormituksia, kuten momentteja tai voimia. Jos liitosta kuormittaa liitospintoihin nähden leikkaussuuntainen voima, voidaan se kantaa joko pelkästään liitospintojen välisellä kitkalla, tai sen lisäksi voidaan käyttää erillisiä leikkaustappeja tai leikkaustappeina toimivia ruuveja kantamaan leikkauskuormaa. Tässä työssä ruuviliitoksia käsitellään siitä näkökulmasta, että leikkauskuormitus kannetaan kitkalla, ellei toisin mainita.

Yksi tärkeä ruuviliitosten mitoituksen perusperiaate on se, että liitokseen kohdistuva ulkoinen voima ei aiheuta ruuville täysimääräisesti lisää aksiaalivoimaa, vaan osa kuormittavasti voimasta kuluu liitettyjen osien välisen puristusvoiman vähentämiseen [7, s. 197]. Tätä ilmiötä käsitellään työn myöhemmissä osissa tarkemmin, mutta tämän ilmiön olemassaolon tiedostaminen on oleellista lähes koko ruuviliitosten mitoitusprosessin ymmärtämisen kannalta.

Ruuviliitos voi pettää lukuisilla erilaisilla vauriomekanismeilla. Ruuvin myötäminen ja sitä kautta mahdollisesti katkeaminen on vauriomekanismeista kenties ilmeisin. Vaikka ruuvin varsi kestäisikin siihen kohdistuvan voiman, voi ruuvin tai perusaineen kierre leikkautua rikki ruuvin aksiaalivoiman kasvaessa liian suureksi. Kolmas vauriomekanismi on liitoksen luistaminen, jonka estämiseksi ruuveja esijännitetään, eli kiristetään, riittävän kitkavoiman aikaansaamiseksi. Neljäs vauriomekanismi on liitospintojen aukeaminen, jonka estäminen on esijännityksen toinen tarkoitus. Viides vauriomekanismi on suurimman sallitun pintapaineen ylittyminen ruuvin kannan tai mutterin alla: jos tähän rajapintaan muodostuu liian suuri pintapaine, voi perusmateriaali tyssääntyä, jolloin osa esijännitysvoimasta katoaa. Näihin vauriomekanismeihin liittyviä varmuuslukuja käsitellään tarkemmin luvussa 2.4. Myös ruuvin väsyminen on yksi liitoksen vauriomekanismi, mutta väsymiseen liittyvät asiat on rajattu tämän työn ulkopuolelle.

### 2.2 Ruuviliitoksessa vaikuttavat voimat

Ruuviliitoksen laskennassa esiintyy monia voimia, joista tärkeimpien nimet ja symbolit käydään seuraavaksi läpi. Näihin voimiin viitataan kirjallisuudessa hyvin monenlaisilla termeillä, joten sekaannusten välttämiseksi tässä osiossa esitetään tässä työssä käytettävät termit. Tämän työn terminologia ja notaatio noudattelee soveltuvien osien VDI 2230 –ruuviliitoslaskentaohjetta [6].

Aksiaalivoima  $F_{ax}$  on ruuvin varren vapaassa osassa vaikuttava veto- tai puristusvoima. Vapaa osa tarkoittaa sitä ruuvin varren kuormitettua osaa, joka ei ole kiertynyt kiinni mutteriin tai perusaineen kierteeseen.

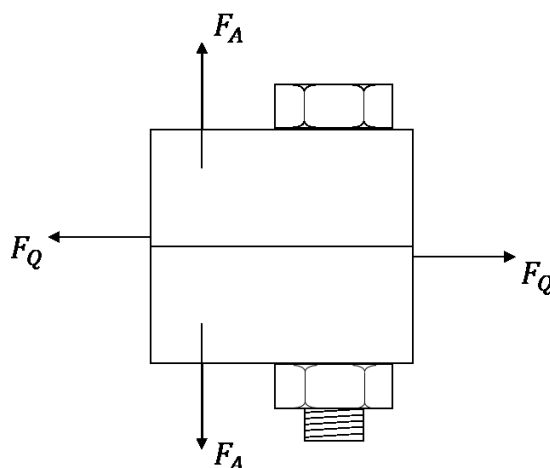
Esijännitysvoima  $F_V$  on asennuksen jälkeen ulkoisesti kuormittamattomassa ruuvissa vaikuttava aksiaalivoima, joka saadaan aikaan kiristämällä ruuvi jollakin menetelmällä.

Puristusvoima  $F_K$  on liitettävien osien välillä liitospinnassa vaikuttava puristusvoima. Asennuksen jälkeen ulkoisesti kuormittamattomassa liitoksessa puristusvoima vastaa suuruudeltaan esijännitysvoimaa. Puristusvoima pienenee silloin kun liitoksessa vaikuttaa ulkoinen vetävä voima. Vastaavasti puristusvoima kasvaa jos liitoksessa vaikuttaa ulkoinen puristava voima. Puristusvoiman tärkein rooli ruuviliitoksessa on saada aikaan kitka, jolla kannetaan liitoksen leikkauskuormitus.

Ulkoinen kokonaiskuormitus on yhdestä tai useammasta ruuvista koostuvaan liitokseen kohdistuva kuormitus. Ulkoinen kokonaiskuormitus voidaan kuvata kolmella (x-, y- ja z-suunnat) voima- ja kolmella momenttikomponentilla.

Redusoitu kuormitus tarkoittaa moniruuviliitoksen yhdelle ruuville redusoitua ulkoista kokonaiskuormitusta. Yleensä redusoinnin tavoite on määrittää moniruuviliitoksen kuormittuneimman ruuvin kuormitus. Tässä työssä redusoidulla kuormituksella on kaksi komponenttia: aksiaalikuormitus  $F_A$  ja leikkausvoima  $F_Q$ , jotka selitetään seuraavaksi.

Aksiaalikuormitus  $F_A$  tarkoittaa yhden ruuvin ruviliitoksessa vaikuttavaa ruuvin pituusakselin kanssa yhdensuuntaista voimaa. Aksiaalikuormituksen vaikutuspiste voi sijaita missä kohdassa ruviliitosta tahansa. Yksinkertaisimmassa tapauksessa aksiaalikuormituksen vaikutuspiste on ruuvin kannan ja perusaineen välissä. Kuvassa 3 on esitetty esimerkki aksiaalikuormituksen vaikutuspisteen mahdollisesta sijainnista yleisessä tapauksessa. Tässä yhteydessä termi yhden ruuvin ruviliitos voi tarkoittaa oikeaa yhdestä ruuvista muodostuvaa liitosta, tai moniruuviliitosta, jonka kuormittuneinta ruuvia tarkastellaan redusoidulla kuormituksella.



Kuva 3. Esimerkki leikkausvoimasta  $F_Q$  ja muualla kuin ruuvin kannan alla vaikuttavasta aksiaalikuormituksesta  $F_A$ . Selvyyden vuoksi kuvassa leikkausvoima on piirretty vaikuttamaan pienen etäisyyden päähän liitettävien kappaleiden rajapinnasta.



Leikkausvoima  $F_Q$  on ruuviliitosta kuormittava voima, joka vaikuttaa liitospintojen tasossa. Leikkausvoima pyrkii siis saamaan liitoksen luistamaan. Kuvassa 3 on selvennetty leikkausvoiman vaikutusta ruuviliitoksessa.

Yleensä leikkausvoima kannetaan kitkalla, joka generoidaan ruuveja esijännittämällä. Leikkausvoiman kantamisen varmistamiseen voidaan käyttää myös erityyppisiä sokkia [7, s. 388-389]. Kolmas vaihtoehto on käyttää sovitusruuveja [6, s. 104]. Sovitusruuvit [7, s. 174] ovat ruuveja, jotka kantavat kuormaa myös leikkauslujuudellaan ruuvin varressa olevan, vapaareikään tarkasti sopivan sovitteen ansiosta.

### 2.3 Moniruuviliitos

Kuormaa kantavat ruuviliitokset koostuvat harvoin vain yhdestä ruuvista. Tyypillinen ruuviliitos on ympyrämainen ruuvikehä laipassa, laakerissa tai vastaavassa rakenteessa. Kuvassa 4 on esimerkki mainitunlaisesta tyypillisestä moniruuviliitoksesta eli ruuvikehästä. Moniruuviliitoksen tapauksessa kuvassa 2 ja johdannossa käsitelty ulkoinen kuormitus tarkoittaa koko liitoksen kokonaiskuormitusta.



Kuva 4. Savupiipun juuressa oleva ruuvikehä, jolla savupiippu on kiinnitetty perustukseensa.

Moniruuviliitoksia mitoitettaessa tutkitaan liitoksen eniten kuormittunutta ruuvia ja mitoitetaan koko liitos sen mukaan. Käytännössä enintään kolmesta voima- ja momenttikomponentista koostuvasta ulkoisesta kokonaiskuormituksesta redusoidaan kuormittuneimman ruuvin osuus  $F_A$  ja  $F_Q$ . Varsinainen mitoitus ja varmuuslaskujen laskenta suoritetaan redusoiduilla voimilla ja moniruuviliitoksesta erotetulla yhden ruuvin ruuviliitoksella. [8, s. 19] Esimerkiksi ruuvikehän tapauksessa kuormittuneimman ruuvin erottaminen tarkoittaa sitä, että laskennassa liitettävien osien geometriana käytetään todellisesta geometriasta leikattua yhden ruuvin sektoria.

## 2.4 Mitoitusta ohjaavat tekijät

Ruuviliitosten mitoituksessa lasketaan useita varmuuslukuja. Tässä alaluvussa käsitellään tämän työn rajauksen perusteella oleelliset varmuudet. Varmuuksista kerrotaan laskentatapa, lyhyt kuvaus varmuuteen vaikuttavasti tekijöistä sekä se, kuinka liitoksen voi olettaa pettävän, jos kyseinen varmuusvaatimus ei täyty. Käsiteltäviä varsinaisia varmuuslukuja on neljä: varmuus myödyn suhteen  $S_F$ , varmuus luiston suhteen  $S_G$ , varmuus liitospinnan aukeamisen suhteen  $S_S$  sekä varmuus pintapaineen suhteen  $S_L$ . Lisäksi käydään läpi muita mitoitusta ohjaavia tekijöitä, jotka eivät ole varsinaisia laskennallisia varmuuslukuja.

Tarvittavan esijännitysvoiman  $F_V$  määrittäminen on tärkeässä asemassa ruuviliitosten mitoituksessa. Esijännitysvoima vaikuttaa kaikkiin tässä työssä käsiteltäviin varmuuslukuihin. Esijännitysvoima ei saa olla liian pieni eikä liian suuri [7, s. 228], joten sen konservatiivista valintaa ei yleisessä tapauksessa voi tehdä. Pelkkä esijännitysvoiman tarkka mitoitus ei tietenkään riitä kun siirrytään mitoitusvaiheesta fyysiseen todellisuuteen: asennusvaiheessa esijännitysvoima tulee saada mahdollisimman lähellä laskennassa käytettyä voimaa, eikä todellisen, asennuksessa saavutettavankaan voiman ole suotavaa olla luultua pienempi tai suurempi.

Esikiristysvoiman tulee olla riittävän suuri, koska liitoksen leikkaussuuntainen kuormitus kannetaan lähtökohtaisesti kitkalla [6, s. 37]. Yksinkertaisimman kitkalaskentamallin mukaan suurin mahdollinen kitkavoima ja siten suurin sallittava leikkausvoima on

$$F_{Qmax} = \mu_T F_K \quad (1)$$

jossa  $F_{Qmax}$  on suurin leikkausvoima, jonka liitos pystyy kantamaan luistamatta,  $\mu_T$  on liitettävien osien välinen lepokitkakerroin ja  $F_K$  on liitoksessa vaikuttava puristusvoima. Tätä yksinkertaista kitkamallia käytetään esimerkiksi ruuviliitosten mitoitusta käsittelevässä VDI 2230 –oppaassa [6].

Liitoksessa kuormituksen aikana jäljelle jäävän puristusvoiman  $F_{KRmin}$  määräävät ruuvien esijännitysvoima, ulkoinen kuormitus ja se, kuinka paljon ulkoinen kuormitus vaikuttaa liitoksen puristusvoimaan [6, s. 37]. Luetelluista tekijöistä ulkoiseen kuormitukseen ei voida ruuviliitoksen mitoituksella vaikuttaa. Liitoksen suunnittelua laajasti ajatteleamalla voidaan tietysti ulkoiseenkin kuormaan mahdollisesti vaikuttaa esimerkiksi vaihtamalla liitoksen sijaintia rakenteessa, mutta sellaiset toimenpiteet eivät kuulu tämän työn piiriin. Koska ulkoisen kuorman suuruuteen ei liitoksen suunnittelulla voi tämän työn rajauksen mukaan vaikuttaa, tulee mitoituksessa keskittyä kahteen asiaan: riittävään esikiristysvoimaan sekä siihen, kuinka ulkoinen kuormitus vaikuttaa liitoksessa vaikuttavaan puristusvoimaan.

Vaikka liitoksessa ei vaikuttaisi leikkaussuuntaista kuormitusta, tulee esijännitysvoiman olla riittävän suuri liitospintojen aukeamisen estämiseksi.

Ensimmäinen käsiteltävä varmuusluku on varmuus ruuvien myödyn suhteen

$$S_F = \frac{\sigma_y}{\sigma_{vM}} \quad (2)$$

Jossa  $S_F$  on varmuus ruuvien myödyn suhteen,  $\sigma_y$  on ruuvien myötöraja ja  $\sigma_{vM}$  on ruuvissa vaikuttava von Mises –jännitys, joka on

$$\sigma_{vM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (3)$$

jossa  $\sigma$  on ruuvissa vaikuttava normaalijännitys ja  $\tau$  on ruuvissa vaikuttava leikkausjännitys. Ruuvien normaalijännitys on

$$\sigma = \frac{F_{ax}}{A} \quad (4)$$

jossa  $F_{ax}$  on ruuvissa vaikuttava aksiaalivoima ja  $A$  pinta-ala, jolla jännitys lasketaan. Laskentatapauksesta riippuen jännityksen laskennassa käytetään erilaisia laskentapinta-aloja. Ruuvissa vaikuttava leikkausjännitys  $\tau$  taas on [6, s. 35]

$$\tau = \frac{M_G}{W_p} \quad (5)$$

jossa  $M_G$  on ruuvien varressa vaikuttava vääntömomentti ja  $W_p$  on ruuvien varren vääntövastus, joka on pyöreän varren tapauksessa [6, s. 35]

$$W_p = \frac{\pi d_0^3}{16} \quad (6)$$

jossa  $d_0$  on ruuvien varren pienin halkaisija.

Periaate mitoitettaessa ruuviliitoksia ruuvien myödyn suhteen on kuvan 5 mukainen: Pohjakuormituksena on esijännitys. Pohjakuormituksen lisäksi liitoksen ulkoinen kuormitus nostaa ruuvien jännitystä. Ulkoinen kuormitus ei kuitenkaan nosta ruuvien jännitystasoa täysimääräisesti, vaan ruuvien kannettavaksi jää vain osa ulkoisesta kuormasta ja osa keventää liitettyjen osien välistä puristusvoimaa [7, s. 197]. Tätä ilmiötä käsitellään tarkemmin luvussa 2.8. Puristava ulkoinen kuormitus laskee ruuvien jännitystä alkutilaan verrattuna, mutta sellainen tilanne ei ole myödyn suhteen mitoitettaessa kiinnostava. Kuormitetussa tilassa ruuvien jännityksen pitää

olla alle ruuvien myötörajan, ja lisäksi vaaditaan tietty varmuus ruuvien lopullisen jännityksen ja myötörajan välillä.

Mitoitettaessa ruuvia myötöön suhteen voi mitoitusvirhe tapahtua kahdessa kohdassa: Ensinnäkin ruuvien esijännitys, jota kuvassa 5 edustaa tolpan valkoinen alue, voi todellisessa komponentissa olla jotain muuta kuin laskentavaiheessa luultiin jos kokoonpanovaiheessa käytettävät asennusparametrit, kuten ruuvien kiristysmomentti, on laskettu reaalityönteestä poikkeavia parametreja käyttäen. Toiseksi ulkoinen kuorma voi kuormittaa ruuvia eri tavalla kuin laskettiin. Tätä jälkimmäistä osuutta edustaa kuvan 5 tolpan harmaa osuus. Jos yksi tai molemmat näistä tekijöistä on arvioitu niin paljon väärin, että suunniteltu varmuusmarginaali ei riitä kattamaan arviointivirhettä, ruuvi myötää ja lopulta murtuu. Kuten johdannossa määritettiin, tässä työssä oletetaan ulkoisen kokonaiskuorman suuruuteen olevan tarkka ja siten sen määrittäminen ei kuulu työn piiriin. Mitoitusprosessiin kuuluva, ulkoisen kuorman ruuvia kuormittavan osuuden laskenta sen sijaan kuuluu työn piiriin.



*Kuva 5. Ruuvien kokonaisjännityksen muodostuminen*

Kaavojen (2) ja (3) perusteella varmuuteen myötöön suhteen ei vaikuta pelkästään aksiaalivoima, joka muodostuu esijännitysvoimasta ja ulkoisen kuormituksen ruuvia kuormittavasta osuudesta, vaan myös leikkausjännitys, joka johtuu vääntökiristykseen aiheuttamasta jäännösvääntömomentista. Vääntökiristykseen aiheuttamasta leikkausjännityksestä ei ole mitään hyötyä esijännitysvoiman kannalta. Se tulisi pyrkiä minimoimaan, koska se nostaa ruuvien kokonaisjännitystä mutta ei tuota liitokseen hyödyllistä puristusvoimaa. Vääntökiristyksestä johtuvan leikkausjännityksen suuruuteen vaikuttavia tekijöitä käsitellään luvussa 2.6.

Vääntökiristykseen lisäksi soviteruuvien käyttäminen leikkaustappina aiheuttaa ruuviin leikkausjännitystä, joka pitää ottaa huomioon ruuvien kokonaisjännitystilassa [9, s. 17].

Varmuus osien luistamisen suhteen  $S_G$  on

$$S_G = \frac{F_{Q\max}}{F_Q} \quad (7)$$

jossa  $F_{Q\max}$  suurin leikkausvoima, jonka liitos pystyy kantamaan ja  $F_Q$  on liitoksessa vaikuttava leikkausvoima.

Ulkoinen kuormitus vaikuttaa kahdella tavalla varmuuteen luiston suhteen: toisaalta leikkausvoima  $F_Q$ , joka liitoksen tulee pystyä kantamaan, tulee ulkoisista leikkauskuormista, toisaalta ulkoinen aksiaalikuormitus vähentää tai lisää osien välistä puristusvoimaa ja siten vaikuttaa  $F_{Q\max}$ :in arvoon kaavan (1) mukaisesti.

Kun lasketaan moniruuvilleliitoksen varmuutta luiston suhteen, mitoitetaan koko liitos kuormittuneimman ruuvin suhteen. Kuormittuneimman ruuvin kohdalla puristusvoima on pienin. Tätä menetelmää käytettäessä lasketaan yhdelle ruuville kannettavaksi tuleva osuus koko liitoksen leikkauskuormasta, ja tätä kuormaa verrataan kuormittuneimman ruuvin suurimpaan mahdolliseen leikkausvoimaan  $F_{Q\max}$ .

Liitettävien osien luistaminen voi johtaa ruuvien ja sitä kautta koko liitoksen pettämiseen erilaisilla tavoilla. Jos liitettävien osien lisäksi myös ruuvin kanta luistaa eikä se siten seuraa liitettyjen osien liikettä, voi ruuvi leikkautua poikki. Toisaalta jos ruuvin kanta ei luista liitettyjen osien luistaessa, alkaa ruuvi taipua, mikä voi johtaa ruuvin katkeamiseen, vaikka se ei edes osuisi vapaareiän reunoihin.

Varmuus osien irtoamisen suhteen  $S_{SE}$  on

$$S_{SE} = \frac{F_{Aab}^Z}{F_A} \quad (8)$$

Jossa  $F_{Aab}^Z$  on aksiaalikuormitus, joka riittää irrottamaan liitospinnan toisistaan ja  $F_A$  on liitoksessa vaikuttava aksiaalikuormitus.

Liitososat eivät saa irrota toisistaan, koska silloin liitos vuotaa jos liitos on esimerkiksi putkien laippaliitos tai sen tarkoitus on muuten erottaa kaksi tilaa toisistaan. Liitososien irtoamisen estäminen on leikkausvoiman kantamisen lisäksi toinen tekijä, jonka takia ruuveissa pitää olla riittävän paljon esijännitystä.

Ruuvien lujuuden lisäksi suurinta mahdollista esijännitysvoimaa rajoittaa liitettävien osien suurin sallittu pintapaine. Liitokseen ei siis voi valita erittäin lujia ruuveja ja korkeaa esijännitystä, jos perusaine ei kestä ruuvin kannan tai mutterin alle

muodostuvaa pintapainetta. Varmuus suurimman sallitun pintapaineen suhteen  $S_L$  on

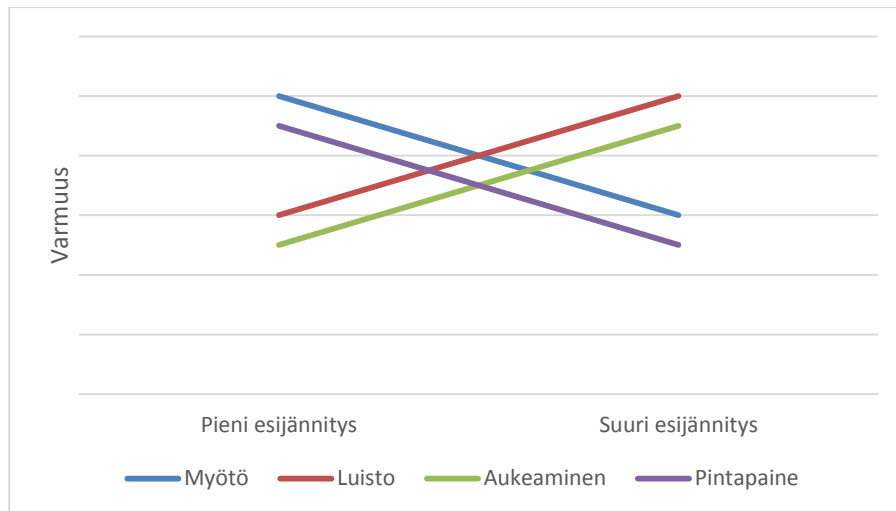
$$S_L = \frac{p_{max}}{\left(\frac{F_{ax}}{A_p}\right)} \quad (9)$$

jossa  $p_{max}$  on perusaineen suurin sallittu pintapaine ja  $A_p$  on ruuvin kannan tai mutterin ja perusaineen väliin jäävä kantava pinta-ala.

Koska liitoksen ulkoinen kuormitus vaikuttaa ruuvien aksiaalivoimaan, vaikuttaa ulkoinen kuormitus siten myös muodostuvaan pintapaineeseen. Liitoksessa vaikuttavalla pintapaineella onkin oikeastaan kaksi arvoa: esijännityksestä syntyvä pitkäaikainen pintapaine ja lyhytaikainen, maksimikuormituksessa ilmenevä pintapaine. Pintapainetta voi pienentää vähentämällä esikiretysvoimaa tai kasvattamalla voiman vaikutuspinta-alaa joko kasvattamalla itse ruuvien kannan/mutterin pinta-alaa tai käyttämällä aluslevyä. Jos perusaineen suurin sallittu pintapaine ylittyy käytön aikana, johtaa se perusaineen tyssäytymiseen, josta puolestaan seuraa esijännitysvoiman alentuminen.

Dynaamisesti kuormitetut liitokset tulee mitoittaa myös ruuvien väsymisen suhteen, mutta väsyminen on rajattu tämän työn ulkopuolelle.

Liitosten mitoitukseen voi edellä lueteltujen, puhtaasti mekaanisten tekijöiden lisäksi vaikuttaa myös viranomaisten vaatimukset tai vastaavat muut rajoitteet. Ruoripotkurilaitteille tällaisia vaatimuksia asettavat luokituslaitokset. Luokituslaitosten ohjeet asettavat omia rajoitteitaan käytettäville ruuveille ja esijännitysasteille. Esimerkiksi Det Norske Veritas (DNV) vaatii, että ruuveissa esijännitysvoima saa vastata korkeintaan 70 % ruuvimateriaalin myötörajasta ja 90 % jos ruuvien kierre on valssaamalla valmistettu [9, 18]. DNV:n toinen ruuvien valintaa rajoittava tekijä on sääntö, jonka mukaan korrodoivassa ympäristössä ruuvimateriaalin murtolujuus saa olla korkeintaan 1350 MPa [9, 18]. Esimerkiksi EN ISO 898-1 –ruuvistandardi [10] ei aseta murtolujuudella maksimi-arvoja, joten luokituslaitosten vaatimusten täyttämiseksi ruuveilla saatetaan joutua asettamaan yleisesti käytettyjen standardien lisäksi tiukempia lisävaatimuksia.



Kuva 6. Esijännityksen suhteellinen vaikutus liitoksen eri varmuuksiin. Varmuus-akselin arvot kasvavat ylöspäin.

Kuten jo aiemmin on mainittu, sopivan esijännitystason määrittäminen on kriittisessä asemassa ruuviliitosten mitoitusprosessissa. Liian pieni ja liian suuri esijännitysvoima ovat molemmat huonoja vaihtoehtoja [7, s. 228]. Esijännitysvoimaa ei siis voi valita kaikkien varmuuksien kannalta konservatiivisesti. Kuvassa 6 on havainnollistettu kuinka esijännitysvoima vaikuttaa eri varmuuksiin. Kuvaaja on sovellettavissa sekä varsinaiseen esijännitysvoiman laskentaan että ruuvien asennusvaiheeseen, jossa laskennassa käytetty esijännitysvoima pyritään saamaan mahdollisimman tarkasti aikaiseksi todelliseen liitokseen.

## 2.5 Ruuviliitosten kiristysmenetelmät

Ruuvien kiristämiseen on useita erilaisia menetelmiä. Kiristysmenetelmä on mukana mitoitusvaiheessa kahdella tavalla. Ensinnäkin eri menetelmät voivat tuottaa ruuveihin erilaisen jännitystilän, vaikka saavutettu esijännitysvoima olisikin sama. Toiseksi mitoitusprosessiin sisältyy myös kiristyksessä käytettävien asennusparametrien, kuten vääntökiristyksessä tarvittavan vääntömomentin, laskenta. Perushankaluutena ruuvien kiristyksessä on se, että niiden aksiaalivoimaa mitataan usein epäsuorasti, mistä aiheutuu epävarmuuksia esijännitysvoiman suhteen. Esimerkiksi kiristysmomentin käyttäminen kiristämisen ohjaamiseen on yksi menetelmä mitata esijännitysvoimaa epäsuorasti. Aina ei myöskään voida valita teoriassa parasta mahdollista kiristysmenetelmää: esimerkiksi ruuvien ympärillä oleva tila voi rajoittaa käytettävien työkalujen valikoimaa.

Usein ruuvit kiristetään siten, että ruuvien jännitys jää myötörajan alapuolelle. Poikkeuksena jotkin kiristysmenetelmät perustuvat ruuvien myötämisen tunnistamiseen. Ruuvien myötäminen voidaan tunnistaa esimerkiksi tarkkailemalla ruuvien kannan kiertymiskulmaa ja kiristämiseen tarvittavaa vääntömomenttia [6, s. 81-82]. Myötörajaa voidaan siis käyttää eräänlaisena indikaattorina, jonka avulla ruuviin aksiaalivoimaa mitataan.

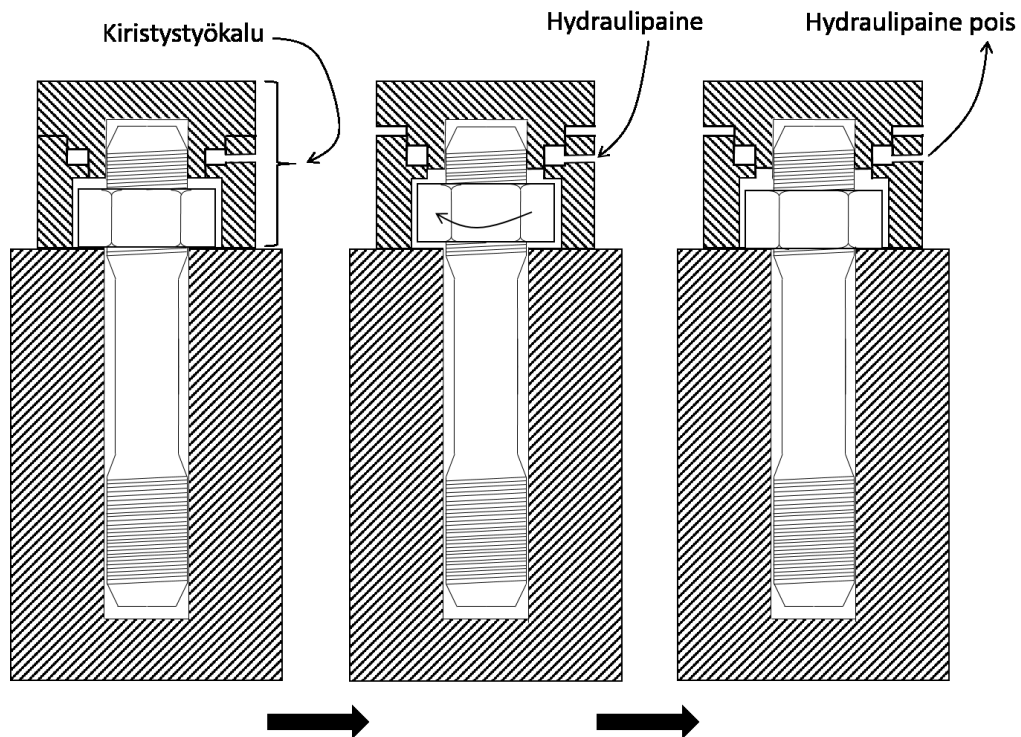
Vääntökiristys on kenties tutuin tapa kiristää ruuvi. Ruuvi kiristetään kannasta tietyllä momentilla vääntämällä, jolloin kierteen nousu saa ruuvien kiertymään pidemmälle kierteeseen venyttäen ruuvia. Tietyn esijännitysvoiman saavuttamiseksi tarvittavan momentin laskemiseksi tarvitaan ruuvien geometriavakioita sekä kaksi kitkakerrointa [6, s. 77]: kitkakerroin ruuvien kannan alla  $\mu_K$  sekä kitkakerroin ruuvien kierteessä  $\mu_G$ .

Vääntökiristysmenetelmän huonona puolena on se, että kiristuksen jälkeen ruuvi jää hieman pituusakselinsa ympäri vääntyneeseen asentoon, minkä takia sen varteen jää jäännösleikkausjännitys. Tämä leikkausjännitys ei tuota aksiaalivoimaa, mutta nostaa silti ruuvien kokonaisjännitystasoa kaavan (3) mukaisesti ja siten heikentää varmuutta myöhdön suhteen.

Kolmas vääntökiristuksen huono puoli on ruuvien kierteen ja kannan kitkakerrointen hajonta. Kun kiristetään useita ruuveja, voivat toteutuneet suurimmat kitkakertoimet olla jopa noin 5 kertaa suurempia kuin toteutuneet pienimmät kitkakertoimet, vaikka ruuvit ja olosuhteet olisivat näennäisesti samanlaiset [11]. Kitkakerrointen hajonta aiheuttaa ongelmia, koska käytännössä kiristys tehdään aina tiettyyn momenttiin, jolloin kitkakerrointen hajonta ilmenee esijännitysvoimien hajontana. Liitoksen jokaisen ruuvien varmuus myöhdön suhteen tulee olla myös koko liitoksen maksimikuormituksella riittävä. Niinpä esijännitysvoiman hajonnan huomioon ottaminen aiheuttaa sen, että liitoksen keskimääräistä esijännitystä pitää laskea myötövarmuusvaatimuksen takia, mikä vie koko liitosta epäedullisempaan suuntaan. Hajonta siis kaksinkertaistaa mitoitusvaatimusten määrän: ruuvit eivät saa myötää edes toteutuneella suurimmalla esijännitysvoimalla, mutta toisaalta liitos ei saa luistaa tai aueta edes pienimmällä esijännitysvoimalla.

Vetokiristys on vääntökiristykselle vaihtoehtoinen kiristysmenetelmä. Veto-kiristuksen toimintaperiaate on esitetty kuvassa 7. Vetokiristys vaatii vaarnaruuvien, eli ruuvien, joiden molemmissa päissä on kierre. Vaihtoehtoisesti kiristykseen voidaan käyttää normaalin kannallisen ruuvien kierrepäätä. Ruuvia venytetään kierteen päähän kiinnittyvällä hydraulisylinterillä halutulla esijännitysvoimalla, jota mitataan hydraulipainetta mittaamalla. Samalla kun ruuvia pidetään venytettynä, pyöritetään mutteri kevyesti kiinni kappaleen pintaan. Kun venytystyökalusta lasketaan paine pois, jää ruuviin asetettu esijännitysvoima.





Kuva 7. Vetokiristysksen toimintaperiaate. Venytystyökalulla vedetään vaarnaruuvien päästä halutulla voimalla, jolloin ruuvi venyy. Vaarnan päässä olevaan mutteri nousee hieman perusaineen pinnasta vaarnan venyessä, jonka jälkeen se pyöritetään takaisin pintaan kiinni. Kun työkalun paineistus poistetaan, jää vaarnaruuvi mutterin varaan venyneeseen tilaan.

Vetokiristyksessä ruuvia ei väännellä, jolloin siihen ei jää samanlaista jäännösvääntömomenttia ja leikkausjännitystä kuin vääntökiristystä käytettäessä. Vetokiristystä käytettäessä asennusvaiheessa ruuvia pitää kuitenkin vetää hieman lopullista esijännitysvoimaa suuremmalla voimalla. Ruuvien palautuminen johtuu mutterin ja perusaineen deformaatiosta kiristysprosessin loppuvaiheessa, jossa ruuvien aksiaalivoima siirtyy työkalulta mutterin kannettavaksi [12, s. 282-285]. Tämä palautuminen rajoittaa vetokiristyksellä saavutettavaa esikiristysvoimaa, koska asennusvaiheessa tarvittava varsinaista esijännitysvoimaa suurempi asennusvoima ei saa johtaa ruuvien myötämiseen. Menetelmä on kuitenkin tarkempi kuin vääntökiristys [6, s. 120-121], sillä kitka ja siihen liittyvät epävarmuudet eivät vaikuta saavutettavaan esikiristysvoimaan.

Vääntävän ja vetävän kiristysprosessin lisäksi on olemassa monenlaisia muitakin ruuvien kiristysmenetelmiä. Esimerkkinä hieman tuntemattomammasta kiristysmenetelmästä mainittakoon kiristys lämmittämällä. Lämmittäminen on hieman vetokiristysprosessin kaltainen menetelmä, jossa ruuvia lämmitetään, jolloin se pitenee [12, s. 293]. Kun lämmitetyn ruuvien päässä oleva mutteri kierretään kiinni perusaineeseen ja annetaan ruuvien jäähtyä, se pyrkii lyhenemään muodostaen halutun esijännitysvoiman [12, s. 293].

## 2.6 Kiristysmenetelmiin liittyvät asennusparametrit

Ruuvien kiristämisessä ja kiristämisyvaiheeseen liittyvissä laskelmissa lähtökohtana on se, että tarvittava esijännitysvoima on laskettu mitoitusprosessin aiemmassa vaiheessa ja kiristämislaskennassa vain määritetään esimerkiksi halutun esijännitysvoiman saavuttamiseksi tarvittava kiristysmomentti, jota voidaan käyttää varsinaisessa asennusvaiheessa työkalun asetuksena. Toisaalta laskenta on myös luonteeltaan iteratiivista: jo tarvittavaa esijännitysvoimaa laskettaessa tulee käytettävä kiristysmenetelmä ottaa huomioon, koska se voi vaikuttaa esimerkiksi tietyllä esijännitysvoimalla ruuvissa vaikuttavaan jännitystasoon.

Kiristyslaskelmiin liittyy samanlainen problematiikka kuin liitoksessa tarvittavan esijännitysvoimankin laskentaan. Ruuvia ei voida siis varmuuden vuoksi kiristää ylimitä, koska silloin se voi murtua käytön aikana ulkoisten kuormien kohdistuessa liitokseen tai jopa jo asennuksen aikana. Toisaalta esijännitysvoima ei saa olla liian pieni luisto- ja irtoamisvarmuuksien pitämiseksi riittävällä tasolla.

Vääntökiristykseen liittyvä asennusparametri on kokonaismomentti  $M_A$ , joka tarkoittaa vääntömomenttia, jolla ruuvin kantaa tai mutteria väännetään asennusvaiheessa. Kokonaismomentti lasketaan siis asennusvaihetta varten. Kokonaismomentti muodostuu ruuvin varren vääntömomentista  $M_G$  ja kannan kitkamomentista  $M_K$ , joiden välillä on yhteys

$$M_A = M_G + M_K \quad (10)$$

Ruuvin varren vääntömomentti  $M_G$  pitää laskea kahdesta syystä: se vaikuttaa kokonaiskiristysmomentin arvoon ja lisäksi se vaikuttaa ruuvissa vaikuttavaan leikkausjännitykseen kaavan (5) mukaisesti.  $M_G$ :n arvo muodostuu kahdesta komponentista, joista ensimmäinen on kierteen kitkamomentti, johon vaikuttaa geometrian lisäksi ruuvin aksiaalivoima sekä kierteen kitkakerroin. Toinen  $M_G$ :n komponentti on kierteen nousu, joka on vääntömomentin ruuvia kiristyksen aikana varsinaisesti venyttävä osa. Kierteen vääntömomentti voidaan laskea kaavalla [6, s. 76]

$$M_G = F_V(0,16P + 0,58d_2\mu_G) \quad (11)$$

jossa  $F_V$  on haluttu esijännitysvoima,  $P$  on kierteen nousu eli kahden kierrekierroksen välinen etäisyys,  $d_2$  on kierteen kylkihalkaisija ja  $\mu_G$  on kierteen kitkakerroin. Kaavasta (11) voidaan nähdä, että kierteen kitkakerrointa pienentämällä voidaan vähentää ruuvin varren vääntömomenttia ja siten varressa vaikuttavaa leikkausjännitystä. Tämä onkin yksi syy, jonka takia kierteessä kannattaa käyttää jotakin voiteluainetta. Myös kierteen nousu vaikuttaa hieman varren momenttiin: kaavasta (11) nähdään, että kierteen nousua pienentämällä voidaan vähentää sekä

ruuvien varressa vaikuttavaa vääntömomenttia ja siten ruuvien kokonaisjännitystä että asennuksessa tarvittavaa kokonaiskiristysmomenttia.

Kannan kitkamomentti  $M_K$  lasketaan ainoastaan siksi, että se vaikuttaa kokonaiskiristysmomentin arvoon. Kannan kitkamomentti  $M_K$  on [6, s. 76-77]

$$M_K = F_V \frac{D_{Km}}{2} \mu_K \quad (12)$$

jossa  $F_V$  on haluttu esijännitysvoima,  $\mu_K$  on kitkakerroin ruuvien kannan alla ja  $D_{Km}$  on kannan kitkaympyrän halkaisija, jota voidaan arvioida kaavalla [6, s. 77]

$$D_{Km} = \frac{d_w + D_{Ki}}{2} \quad (13)$$

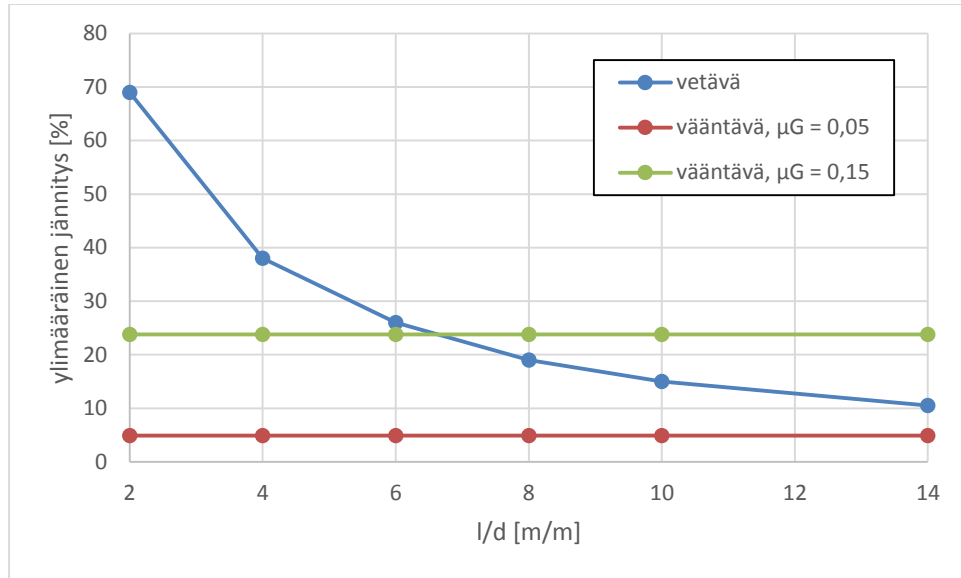
jossa  $d_w$  on kannan kontaktialueen ulkohalkaisija ja  $D_{Ki}$  on kontaktialueen sisähalkaisija.

Sijoittamalla kaavat (11) ja (12) kaavaan (10) saadaan kokonaismomentin laskennalle käytännöllinen kaava

$$M_A = F_V \left( 0,16P + 0,58d_2\mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \mu_K \right) \quad (14)$$

Kokonaiskiristysmomentti on vääntökiristykselle ominainen asennusparametri ja muihin kiristysmenetelmiin liittyy muita asennusparametreja. Kuten luvussa 2.5 mainittiin, vetokiristystä käytettäessä ruuvia pitää asennusvaiheessa vetää voimalla, joka on haluttua, lopullista esijännitysvoimaa suurempi [12, s. 282-285]. Kirjallisuuden perusteella vaadittu asennusvaiheen ylikiristysvoima suhteessa jäljelle jäävään esijännitysvoimaan riippuu ruuvien pituuden ja halkaisijan suhteesta  $l/d$  ja vaadittu ylikiristysvoima vaihtelee 69 %:sta ( $\frac{l}{d} = 2$ ) 6,9 %:iin ( $\frac{l}{d} = 20$ ) [12, s. 286].

Kiristysmenetelmien keskinäiseen mekaaniseen paremmuuteen vaikuttaa saavutettavien esijännitysvoimien hajonta sekä se, kuinka paljon menetelmä tuottaa turhaa jännitystä ruuviin. Turhaa jännitystä on kaikki sellainen jännitys, joka ei tuota pysyvää esijännitysvoimaa ruuviin. Vääntökiristyksen tapauksessa ruuvien leikkausjännitys on turhaa jännitystä ja vetokiristämällä turhaa jännitystä syntyy asennuksen aikana vaadittavan ylikiristyksen takia. Vetokiristystä käytettäessä vaadittava ylikiristysvoima pienenee ruuvien pituuden kasvaessa suhteessa sen nimellishalkaisijaan [12, s. 286]. Niinpä ruuvien  $l/d$ -suhteen kasvaessa vetokiristys muuttuu suhteessa vääntökiristykseen edullisemmaksi kiristysmenetelmäksi.



Kuva 8. Vääntävän ja vetävän kiristysmenetelmän vertailu.

Kuvassa 8 on vertailtu vääntämällä ja vetämällä kiristettyyn ruuviin syntyvää ylimääräistä jännitystä. Kuvassa 8 vetävän kiristysmenetelmän ylimääräinen jännitys on kiristysvaiheessa tarvittavan ylikiristysvoiman osuus jäljelle jäävästä esijännitysvoimasta. Kuvan 8 vetokiristysmenetelmän ylikiristysvoimat on haettu lähteestä [12, s. 286]. Vääntävän kiristysmenetelmän ylimääräinen jännitys muodostuu ruuvien leikkausjännityksestä ja kaavojen (3), (5) ja (11) perusteella siihen vaikuttaa kierteen kitkakerroin  $\mu_G$ . Kuvaan 8 on piirretty vääntävälle kiristysmenetelmälle kaksi tapausta, joissa kierteen kitkakertoimet ovat 0,05 ja 0,15. Esimerkilaskelmassa ruuvien kokona oli M64 ja esijännitysvoimana 1686 kN. Ylimääräinen jännitys vääntävän kiristysmenetelmän tapauksessa on

$$\text{Ylimääräinen jännitys} = \frac{\sigma_{vM}(\mu_G) - \sigma_{vM}(\tau = 0)}{\sigma_{vM}(\tau = 0)} \cdot 100\% \quad (15)$$

jossa  $\sigma_{vM}(\mu_G)$  on von Mises –jännitys tietyllä kierteen kitkakertoimella (0,05 tai 0,15) ja  $\sigma_{vM}(\tau = 0)$  on von Mises –jännitys ilman vääntökiristysmenetelmää omaista leikkausjännitystä.

## 2.7 Jousimalli

Yksinkertainen, oppikirjoissakin [7] käytetty, tapa laskea ruuviliitoksessa vaikuttavia voimia on yksinkertaistaa ruuvi ja liitettävät osat jousiksi. Ruuvien eri osien ja liitettävien komponenttien jäykkyyksiä kuvataan laskemalla ekvivalentit jousivakiot ruuvien aksiaalisuunnassa. Ruuvien eri osat, kuten kanta ja varren vapaa kierteellinen osuus, lasketaan erillisinä jousina. Koko ruuvien kokonaisjousivakio lasketaan kytkemällä ruuvien eri osia kuvaavat jouset sarjaan. Koko liitos mallinnetaan kytkemällä rinnan ruuvia kuvaava jousiyhdistelmä ja perusainetta kuvaava jousiyhdistelmä (katso kuva 9).



*Kuva 9. Yksinkertaistettu esimerkki ruuviliitoksen mallintamisesta jousilla. Kukin jousi kuvaa tietyn liitoksen osion jäykkyyttä. Ruuvien osajouset on kytketty sarjaan. Liitettävien osien jäykkyyttä kuvaava jousi ja ruuvien kokonaisjäykkyyttä kuvaava jousisarja ovat puolestaan kytketty rinnakkain.*

Kuvatun rinnakkaiskytkentämallin avulla voidaan laskea kuinka suuri osa ulkoisesta kuormituksesta jää ruuvien kannettavaksi ja kuinka suuri osa vähentää tai lisää liitettävien osien välistä puristusvoimaa [7, s. 197]. Koska ruuviliitosta kuvaavien jousien jousivakiot vaikuttavat laskennassa siihen, kuinka ulkoinen kuormitus jakautuu ruuvien lisävoimaksi ja puristusvoiman muutokseksi, vaikuttavat jousivakiot kaikkien tässä työssä käsiteltyjen varmuuksien laskentaan.

Useissa lähteissä [6] [13] ruuvien eri osioiden jousivakioiden laskennassa on sama perusidea: jousivakion laskennassa käytetään jollakin korjauskertoimella korjattuja ruuvien nimellisiä geometria-arvoja ja ruuvien kimmokerrointa. Näiden laskentamenetelmien tarkkuus määräytyykin siis lopulta käytettyjen korjauskertoimien ja kimmokertoimen arvoista. Koska kimmokertoimen arvo on yksiselitteinen, tässä työssä keskitytään vertailemaan eri lähteissä mainittuja geometrian korjauskertoimia. Yksittäisen ruuvien osan jäykkyyttä kuvaa jousivakio  $k$

$$k = \frac{EA}{ad} \quad (16)$$

jossa  $E$  on ruuvien kimmokerroin,  $A$  on ruuvien poikkipinta-ala,  $a$  on korjauskerroin ja  $d$  on ruuvien nimellishalkaisija. Ruuvien varren joustavuuden laskennassa pituusmittana käytetään korjauskertoimella skaalatun nimellishalkaisijan asemesta

suoraan kyseisen osion pituutta, joka voi joissakin laskentamalleissa olla lisäksi skaalattu korjauskertoimella [7, s. 198] [13].

Alkatan et. al. [13] ovat tutkineet ruuvien eri osakomponenttien jäykkyyksiä ja määrittäneet niille laskennassa käytettäviä pituusmitan korjauskertoimia, joita on vertailtu VDI 2230:n [6] korjauskertoimiin taulukossa 1. Vertailussa on syytä huomata, että Alkatan et. al. ovat määrittäneet laskentapituuksien korjauskertoimille parametriset esitykset, joissa korjauskertoimet riippuvat useissa tapauksissa kontaktissa olevien komponenttien välisistä kitkakertoimista ja niiden suhteellisista kimmokertoimista [13]. Yksinkertaistuksen vuoksi taulukon 1 vertailussa on tehty tiettyjä oletuksia kitkakertoimista ja kimmokertoimista.

Taulukko 1. Ruuvien jäykkyyklaskennassa käytettävän pituuden laskenta-arvojen vertailu.

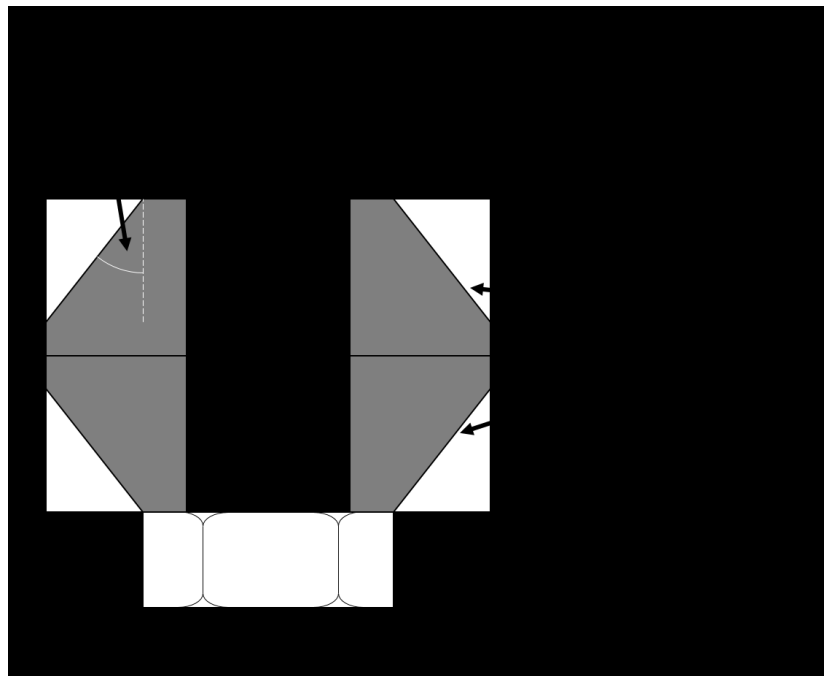
Ruuvien osa	Sektorin laskentapituus	
	VDI 2230 [6]	Alkatan, F. et. al. [13]
Mutteri	$0,5d + 0,4d$ , laskenta muodostuu erikseen laskettavista mutterin jäykkyydestä ja mutterin sisällä olevan ruuvien kierteen jäykkyydestä, minkä takia laskennassa käytetään kahden skaalatun pituusmitan lisäksi myös kahta eri pinta-alan arvoa	$0,71d$ , kun ruuvien ja mutterin välinen kitkakerroin sekä mutterin ja perusaineen välinen kitkakerroin ovat riittävän suuria ja ruuvien ja mutterin kimmokertoimet ovat yhtä suuret.
Kierrereikä	$0,5d + 0,33d$ , laskenta muodostuu erikseen laskettavista kierrereikästä ja sen sisällä olevan ruuvien kierteen jäykkyydestä, minkä takia laskennassa käytetään kahden skaalatun pituusmitan lisäksi myös kahta eri pinta-alan arvoa	$0,7d$ , kun ruuvien ja kierrereikäisen välinen kitkakerroin on 0,33 tai suurempi ja kun ruuvien ja kierrereikäisen kimmokertoimet ovat yhtä suuret. Vastaavasti jos kitkakerroin on nolla ja kimmokertoimet yhtä suuret, on laskentapituus $0,78d$ .
Kierteellinen varsi	Segmentin pituus $l$ ilman korjauskertoimia	$l \left( 0,956 + 0,534 \frac{P}{d} \right)$ , jossa $l$ on kierteellisen osion pituus, $P$ on kierteen nousu ja $d$ on kierteen nimellishalkaisija.
Ruuvien kuusiokanta	$0,5d$	$d \left( 0,47 + \left( \frac{d_t - 1,05d}{d} \right) \right)$ , jossa $d$ on ruuvien nimellishalkaisija ja $d_t$ on vapaareiän halkaisija. Korjauskerroin pätee, kun kannan ja perusaineen välinen kitkakerroin on 0,2 ja ruuvien ja perusaineen kimmokertoimet ovat yhtä suuret.

Ruuvien jäykkyyden lisäksi ruuviliitoksen jousimalliin kuuluu liitettävien osien jäykkyyden laskenta, johon voidaan käyttää lieriömallia [7, s. 199]. Liitettävät kappaleet mallinetaan lieriöllä ja kartioilla, joiden mitat valitaan siten, että ne kuvaavat muodonmuutosjakaumaa liitettävissä osissa. Sylinterin ja kartioiden yhdistelmän aksiaalisuuntainen jousivakio on helppo laskea kun materiaalin kimmokerroin tiedetään. Esimerkki lieriömallista on esitetty kuvassa 10. Kuvassa 10

näky myös muodonmuutuskartion kulma  $\varphi$ , joka vaikuttaa muodonmuutuskartion mittoihin ja siten laskennan tuloksena saatavaan jousivakioon. Eri lähteissä mainitaan muodonmuutuskartion kulmalle eri arvoja. Joissakin lähteissä kulmalle annetaan vakioarvo ja toisissa kulma on liitettävien osien mittojen funktio. Taulukossa 2 on yhteenveto eri lähteissä mainituista muodonmuutuskartion kulmista.

Taulukko 2. Muodonmuutuskartion kulmia kirjallisuudesta

Lähde	Muodonmuutuskartio kulma $\varphi$
[6]	Noin 20°-35°, riippuu liitettävien osien geometriasta
[14]	Mainittu, että kulma vaihtelee; analyyseissä käytetty arvoa 30°



Kuva 10. Liitettyjen osien jäykkyyden laskennassa käytettävä muodonmuutuskartiomalli. Kun kartiomainen muodonmuutosvyöhyke ylittää kappaleen reunan, ei se enää pääse laajenemaan, jolloin muodonmuutuskartioiden väliin muodostuu muodonmuutoslieriö.

Esimerkiksi VDI 2230:n [6] liitettävien osien jäykkyydlaskenta perustuu siihen, että liitettävät osat ovat hyvin yksinkertaisia, kuvan 10 kaltaisia kappaleita. Todellisuudessa komponentit voivat kuitenkin olla huomattavan paljon monimutkaisemman muotoisia. Analyttisen laskennan voisi toki yleistää monimutkaisempiinkin kappaleisiin jakamalla rakenne pieniin osiin, mikä kuitenkin johtaisi laskennan huomattavaan monimutkaistumiseen. Lisäksi VDI 2230:n mukaan erityisiä epävarmuuksia liitettävien osien jäykkyydlaskentaan liittyy silloin, kun laskennalla mallinnetaan ei-sylinterimäistä moniruuviliitoksesta erotettua kuormittuneimman ruuvien sektoria: laskentaoppaan mukaan tällaisille

laskentatapauksille ”ei nykyisin ole olemassa luotettavia keinoja liitettävien osien joustavuuden laskemiseksi” [6, s. 44]. Niinpä onkin syytä muistaa, että aina kun lieriömallia käytetään monimutkaisemman geometrian mallintamiseen, saatetaan joutua tekemään melko suuriakin laskennallisia yksinkertaistuksia.

## 2.8 Kuormansiirtokerroin ja ruuvin lisävoima

Ruuvien kokonaisjännitystilaa kuvataan von Mises –jännityksellä kaavan (3) mukaisesti. Von Mises –jännityksen suuruuteen vaikuttavista tekijöistä leikkausjännitystä käsiteltiin luvussa 2.6. Normaalijännityksen kanssa verrannollinen aksiaalivoima puolestaan muodostuu kuvan 5 mukaisesti esijännitysvoimasta ja ulkoisen aksiaalivoiman ruuvia kuormittavasta osuudesta. Kuvan 5 ruuvien aksiaalivoimakomponentit ovat kaavamudossa [7, s. 202-204]

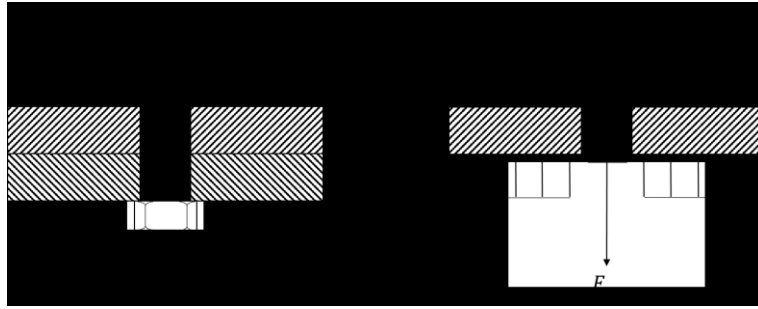
$$F_{ax} = F_V + n\phi F_A \quad (17)$$

jossa  $F_{ax}$  on ruuvien aksiaalivoima,  $F_V$  on ruuvien esijännitysvoima,  $F_A$  on aksiaalikuormitus,  $n$  on voimantuontikerroin ja  $\phi$  on kuormansiirtokerroin. Kaavan (17) jälkimmäinen termi  $n\phi F_A$  vastaa kuvan 5 ulkoisen kuormituksen ruuvia kuormittavaa osuutta.

Yksinkertaisimmassa ja samalla lähinnä laskennallisessa erikoistapauksessa, jossa aksiaalikuormitus vaikuttaa ruuvien kannan ja perusaineen rajapinnassa on voimantuontikerroimen  $n$  arvo yksi, jolloin ulkoisen kuormituksen jakautuminen ruuville ja rajapinnalle määräytyy ainoastaan kaavassa (17) esiintyvän kuormansiirtokerroimen arvosta [7, s. 202]. Kuormansiirtokerroin ja voimantuontikerroin vaikuttavat ruuvien lisävoimaan ja puristusvoiman muutokseen, mikä tekee niistä tärkeitä parametreja useiden varmuuksien laskennassa.

Kuormansiirtokerroimen laskennan perustana on ruuviliitoksen jousimalli, jota käsiteltiin luvussa 2.7. Kuormansiirtokerroimen kaavan johtamiseksi ajatellaan kahta yhteen ruuvattua kuvan 11 mukaista levyä. Ruuvissa vaikuttaa tietty esijännitysvoima, joka puristaa levyjä toisiinsa. Samalla liitosta kuormitetaan ulkoisella voimalla  $F_A$ , joka yksinkertaisimmassa tapauksessa vaikuttaa suoraan ruuvien kannan alla. Tämä tilanne on esitetty kuvassa 11. Sekä ruuvilla että yhteenliitetyillä levyillä on tietty ruuvien aksiaalisuuntainen jäykkyys. Ruuvi ja liitososat voidaan laskennassa mallintaa luvun 2.7 mukaisesti jousilla, joilla on osien jäykkyyksiä vastaavat jousivakiot. Ruuvien jousivakion symboli on  $k_s$  ja liitettyjen osien jousivakion  $k_p$ .





Kuva 11. Kuvan mukaisessa rakenteessa vaikuttaa ruuvin esijännitysvoima  $F_V$  (ei kuvassa) ja aksiaalikuormitus  $F_A$ . Oikeanpuoleisessa kuviossa ruuvista on piirretty vain puolet ja liitetyistä osista vain toinen, jotta puristusvoima  $F_K$  ja aksiaalivoima  $F_{ax}$  olisivat selvästi nähtävillä.

Ruuvi ja liitososat käyttäytyvät kuin rinnan kytketyt jouset: ruuvin kanta ja liitospinta pysyvät kontaktissa, jolloin ulkoisten voimien aiheuttamat "jousien" pituuksien muutokset ovat yhtä suuret. Jos kanta kuitenkin irtoaa liitospinnasta, eivät laskelmat enää pidä paikkaansa koska käytetty oletus siirtymien yhtäsuuruudesta ei enää silloin ole voimassa.

Kun rinnan kytkettyjä jousia vedetään päästä ja molempien jousien pituuksien muutokset ovat yhtä suuret, voidaan ruuvia kuvaavaan jouseen kohdistuva lisävoima laskea. Lähdetään liikkeelle perusjousikaavasta

$$F = kx \quad (18)$$

jossa  $F$  on jousen päässä vaikuttava voima,  $k$  on jousivakio ja  $x$  on jousen pään siirtymä. Nyt jousen ja liitettävien osien siirtymien välillä on relaatio

$$x_s = x_p \quad (19)$$

jossa  $x_s$  on ruuvin pään siirtymä ja  $x_p$  on liitettävien osien siirtymä. Kun kaavasta (18) ratkaistaan  $x$  ja sijoitetaan tulos kaavaan (19), saadaan

$$\frac{F_{SA}}{k_s} = \frac{F_{PA}}{k_p} \quad (20)$$

jossa  $F_{SA}$  on ruuvin lisävoima eli ulkoisen kuormituksen aiheuttama ruuvin aksiaalivoiman muutos ja vastaavasti  $F_{PA}$  on puristusvoiman muutos. Toisaalta liitosta kuormittava aksiaalikuormitus  $F_A$  jakautuu ruuvin lisävoimaksi ja puristusvoiman muutokseksi:

$$F_A = F_{SA} + F_{PA} \quad (21)$$

Kun kaavasta (21) ratkaistaan  $F_{PA}$  ja sijoitetaan se kaavaan (20), saadaan

$$\frac{F_{SA}}{k_s} = \frac{F_A - F_{SA}}{k_p} \quad (22)$$

josta saadaan ratkaistua

$$\frac{F_{SA}}{F_A} = \frac{k_s}{k_p + k_s} = \Phi \quad (23)$$

jossa olevaa kerrointa  $\Phi$  kutsutaan kuormansiirtokerroimeksi. Kaavasta (23) saadaan ratkaistua ruuvin aksiaalivoiman määrittävä tärkeä yhteys:

$$F_{SA} = \Phi F_A \quad (24)$$

Se osuus aksiaalkuormituksesta  $F_A$ , joka ei aiheuta ruuville lisäkuormaa, pyrkii kaavan (21) mukaisesti erottamaan liitospintoja toisistaan. Kaavat (21) ja (24) yhdistämällä saadaan ratkaistua puristusvoiman muutos  $F_{PA}$ , joka on

$$F_{PA} = (1 - \Phi)F_A \quad (25)$$

Kaavasta (25) voidaan lisäksi ratkaista aksiaalkuormitus, joka tarvitaan liitospintojen erottamiseksi toisistaan, eli voima  $F_{Aab}^Z$ . Tilanteessa, jossa liitospinnat irtoavat toisistaan, on ulkoinen kuormitus keventänyt puristusvoimaa koko esijännitysvoiman verran, eli kaavaan (25) sijoitetaan  $F_{PA} = F_V$ , jolloin saadaan ratkaistua  $F_{Aab}^Z$ , joka on

$$F_A = F_{Aab}^Z = \frac{F_V}{1 - \Phi} \quad (26)$$

Kuormansiirtokerroin on tärkeä ja laskennallisesti haastava parametri ruuviliitosten mitoituksessa, koska kaavojen (24) ja (25) mukaan sen vaikutus on kaksisuuntainen: jos kuormansiirtokerroin arvioidaan sen todellista arvoa pienemmäksi, on ruuvin aksiaalivoima todellisuudessa suurempi kuin laskelmissa. Jos taas kuormansiirtokerroin on arvioitu sen todellista arvoa suuremmaksi, keventää ulkoinen kuorma liitososien välistä puristusvoimaa luultua enemmän, jolloin myös liitoksen leikkauskuormaa kantava kitkavoima pienenee enemmän kuin arvioitiin. Kuormansiirtokerroimen arvoa ei siis voida arvioida konservatiivisesti, ainakaan kaikkien varmuuksien kannalta.

## 2.9 Kuormansiirtokertoimen arvon merkitys ruuviliitoksen mitoituksen kannalta

Luvun 2.8 kaavoja eri muotoihin johtamalla saadaan laskettua monenlaisia ruuviliitosten mitoitukseen liittyviä laskuja. Seuraavaksi tarkastellaan, mikä merkitys kuormansiirtokertoimen absoluuttisella arvolla on mitoituksen kannalta. Otetaan esimerkiksi yhden ruuvin liitos, jonka tulee kantaa leikkauskuorma  $F_Q$  ja jonka voimantuontikerroin on  $n = 1$ . Koska kitkavoiman takia tulee liitospintojen olla kontaktissa, ei liitos tässä tilanteessa myöskään aukea. Tällöin kuormitetussa tilassa liitokseen pitää jäädä tietty puristusvoima, jonka minimiarvo on

$$F_{KRmin} = \frac{F_Q}{\mu_T} \quad (27)$$

Kuormitetussa tilassa liitokseen jäävä puristusvoima on

$$F_{KRmin} = F_V - (1 - \Phi)F_A \quad (28)$$

Joka voidaan sijoittaa kaavaan (27), jolloin saadaan

$$F_V - (1 - \Phi)F_A = \frac{F_Q}{\mu_T} \quad (29)$$

josta voidaan ratkaista tarvittava esijännitysvoima  $F_V$

$$F_V = \frac{F_Q}{\mu_T} + (1 - \Phi)F_A \quad (30)$$

Edelleen ruuvin suurin aksiaalivoima on kaavan (17) mukainen, johon sijoittamalla tarvittava esijännitysvoima kaavasta (30) saadaan suurimmalle aksiaalivoimalle arvo:

$$F_{ax} = \frac{F_Q}{\mu_T} + (1 - \Phi)F_A + \Phi F_A \quad (31)$$

Joka edelleen supistuu muotoon:

$$F_{ax} = \frac{F_Q}{\mu_T} + F_A \quad (32)$$

Kaavan (32) perusteella kuormansiirtokerroin ei vaikuta ruuvin aksiaalivoimaan osien liikkeellelähthetkellä. Myöskin suhteen ei siis ole edullisempaa suunnitella liitosta niin, että kuormansiirtokerroin olisi tietyn suuruinen. Kuormansiirtokertoimen

tarkan arvon tunteminen on kuitenkin tärkeää, koska sen perusteella mitoitetaan esijännitysvoima oikeaksi kaavan (30) avulla. Jos kuormansiirtokertoimen arvo onkin oikeasti muu kuin laskennassa käytetty, määrää virheen suunta liitoksen vauriomekanismin.

Väsymisen kannalta kuormansiirtokertoimen arvoa voi kuitenkin olla hyödyllistä optimoita. Dynaamisen aksiaalikuormituksen amplitudin pysyessä vakiona johtaa pienempi kuormansiirtokertoimen arvo pienempään ruuvin jännitysamplitudiin. Tällä tavoin saadaan liitos edullisemmaksi väsymisen suhteen. Väsyminen on kuitenkin rajattu tämän työn ulkopuolelle, joten tätä asiaa ei käsitellä tarkemmin.

## 2.10 Voimantuontikerroin

Voimantuontikerroin  $n$  (engl. load introduction factor) on tietynlainen laajennus kuormansiirtokertoimeen. Kaavan (24) esittämä yhteys on voimassa vain silloin, kun aksiaalikuormitus vaikuttaa ruuvin kannan ja perusaineen välissä. Yleisessä tapauksessa ruuvin lisävoiman  $F_{SA}$  laskennassa tarvitaan myös voimantuontikerroin kaavan (17) mukaisesti.

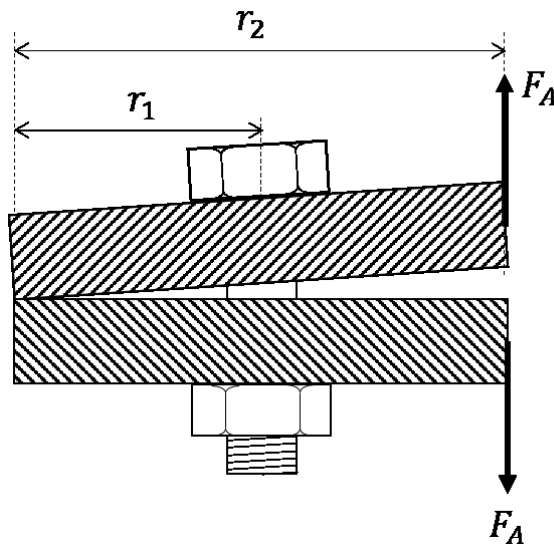
Reaalimaailman liitoksissa kuormittavan voiman vaikutuspiste ei välttämättä ole ruuvin akselilla eikä kannan kohdalla vaan ruuvin aksiaalisuunnassa eri kohdassa. Tällöin voiman vaikutuspisteen sijainti otetaan huomioon voimantuontikertoimella, joka vaikuttaa ruuvin lisävoimaan yhdessä kuormansiirtokertoimen kanssa. Siten myös voimantuontikertoimen vaikutus eri varmuuksien suhteen yhtä lailla kaksisuuntainen kuin kuormansiirtokertoimellakin.

Analyttisesti laskemalla voimantuontikerroin voidaan määrittää liitettävien osien ja voimien vaikutuspisteiden geometriasta [7, s. 203-204]. VDI 2230 –laskentaohjeen [6] laskentamenetelmien mukaan voimantuontikertoimeen vaikuttavat esimerkiksi aksiaalikuormituksen  $F_A$  vaikutuspisteen sijainti suhteessa ruuvin sijaintiin niin ruuvin aksiaalisuunnassa kuin radiaalisuunnassakin. Lisäksi jos voima vaikuttaa peruskappaleeseen liittyvän vipuvarren kautta, voi vipuvarren pituus ja sijainti vaikuttaa vaikutuspistekertoimeen [6, Liite C].

Analyttisessä laskennassa voimantuontikertoimen laskentaa voi hankaloittaa se, että todelliset rakenteet eivät ole samanlaisia kuin laskuohjeiden ideaalisen yksinkertaiset palikat. Niinpä voikin olla vaikea arvioida, mistä kohdasta voima tarkalleen vaikuttaa liitokseen ja mitkä todellisen kappaleen mitat vastaavat mitäkin laskentakaavojen mittoja. Tämä voi johtaa siihen, että mitoituksen lopputulos ei ole yksiselitteinen vaan se riippuu voimakkaasti laskelman tehneen henkilön näkemyksestä.

### 2.11 Liitoksen osittainen aukeaminen

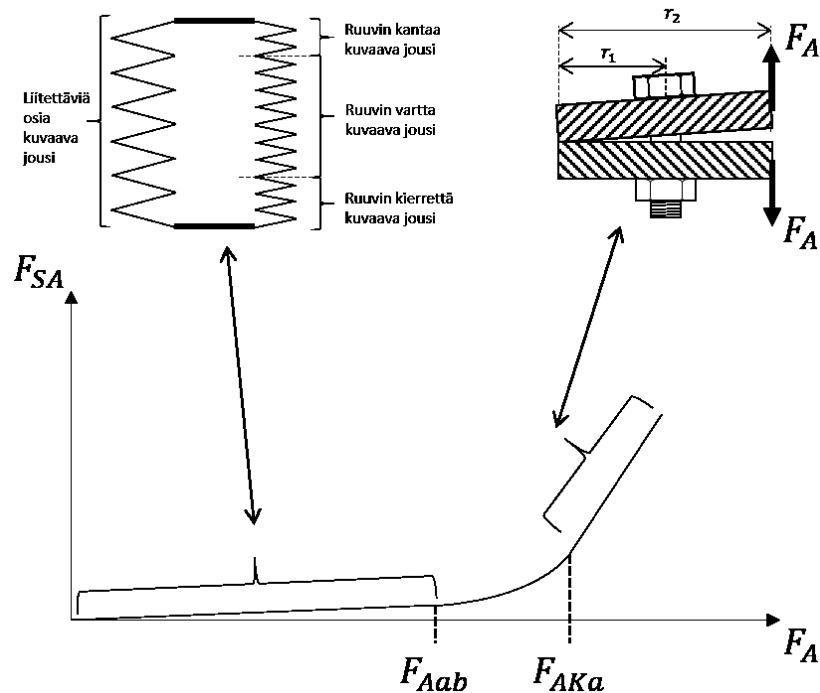
Kun aksiaalikuormitus vaikuttaa sivussa ruuvin akselilta, voi liitos aueta liitospinnan reunasta jo pienemmällä aksiaalikuormalla kuin kaavan (26) perusteella olisi syytä olettaa. Mitoitusperiaatteista riippuen liitoksen osittainen aukeaminen voidaan sallia tai sitä ei sallita. Jos osittainen aukeaminen sallitaan, se voi johtaa kuitenkin suurempaan ruuvin lisävoimaan kuin kaavalla (17) laskien [7, s. 214]. Tämä johtuu siitä, että liitoksen osittain auetessa se alkaa käyttäytyä kuin vipumekanismi. Ilmiötä on havainnollistettu kuvassa 12.



Kuva 12. Osittain aukeava ruuviliitos. Idealisessa tilanteessa, jossa liitospinnat kantavat vain kuvan levyjen vasemmasta reunasta, ruuvin lisävoima määräytyy momenttitasapainon perusteella etäisyyksistä  $r_1$  ja  $r_2$  [6, Liite D].

Osittain aukeavasta ruuviliitoksesta käytetään myös nimitystä palkkimainen liitos [7, 213-217]. Palkkimaisen liitoksen epälineaarisen vaiheen laskentaan on olemassa monia eri laskentamenetelmiä: jo pelkästään VDI 2230:ssä [6] esitellään useita eri tarkkuusasteiden menetelmiä alkaen yksinkertaistetuista arviointikaavoista päättyen monimutkaisempiin laskentamenetelmiin.

Tämän työn kokeellisessa osuudessa on tavoite selvittää kuinka merkittävä tekijä ruuviliitosten mitoituksen kokonaisprosessin kannalta osittain aukeavan liitoksen epälineaarinen vaste on ja millä laajuudella sitä olisi perusteltua tarkastella osana mitoitusta.



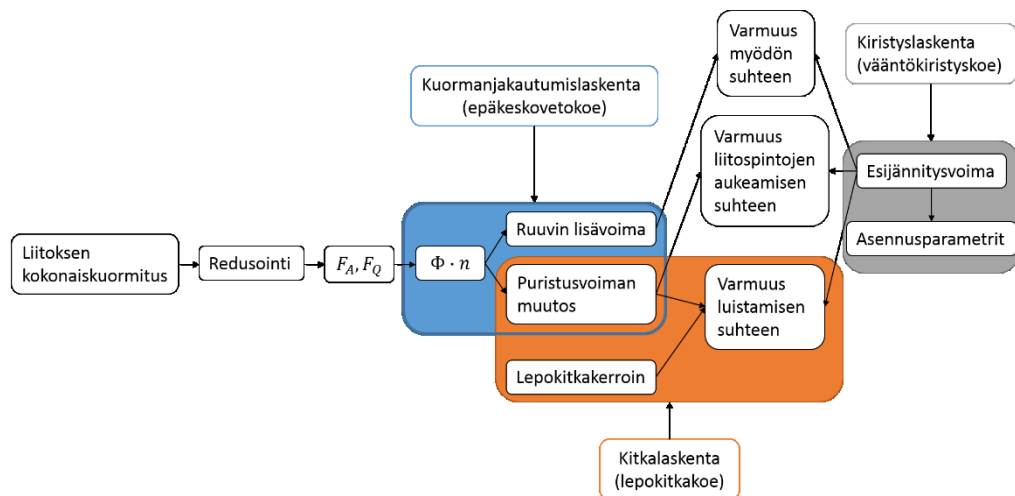
Kuva 13. Osittain aukeavan liitoksen laskentamallit. Pienellä kuormituksella liitos käyttäytyy jousimallin mukaisesti ja suurella kuormituksella vipuvarsimallin mukaisesti.

VDI 2230 liitteen D mukainen osittain aukeavan liitoksen laskentamenetelmä perustuu kolmivaiheiseen laskentaan, joka on esitetty kuvassa 13. Ensimmäisessä vaiheessa liitos käyttäytyy lineaarisesti perinteisen ruuviliitoksen jousimallin mukaisesti. Aksiaalikuormituksen kasvaessa seuraa siirtymävaihe, jossa ruuvin lisävoiman vaste alkaa muuttua epälineaarisesti ja kasvaa voimakkaammin. Lopulta vaste on taas lineaarinen, vipumekanismin periaatteella laskettu vaste. VDI 2230 liitteessä D voimien  $F_{Aab}$  ja  $F_{AKa}$  välisen siirtymävaiheen vastetta mallinetaan puhtaasti matemaattisesti ympyrän kaaren yhtälöllä, eikä tälle vaiheelle ole jousimallia tai vipuvarsimallia vastaavaa fyysistä mallia. Laskennan lopputuloksen kannalta merkittävää on kolmen eri vaiheen välisten käännepisteiden  $F_{Aab}$  ja  $F_{AKa}$  laskenta. [6, Liite D]

### 3 Kokeiden tausta ja käytetyt tutkimusmenetelmät

#### 3.1 Kokeiden sijainti mitoitusketjussa

Kuten työn tavoitteissa on määritelty, tiettyjä mitoitusparametreja tutkitaan kokeellisesti. Kuvassa 14 on esitetty johdannossa kuvatusta ruuviliitosten mitoitusprosessista tarkemmin kuvassa 2 mainittu mitoitusvaihe, jonka yksityiskohtia on kuvattu luvussa 2. Kuvassa 14 mitoitusprosessi on jaettu kolmeen vaiheeseen (kuormanjakautumislaskenta, kitkalaskenta ja kiristyslaskenta), joita vastaavat kokeet on myös esitetty kuvassa. Tämän työn kokeellisen vaiheen idea on se, että kukin koe kattaa yhden tämän työn rajaukseen kuuluvan kuvan 14 mukaisen laskentaprosessin vaiheista.



Kuva 14. Ruuviliitoksen laskentaprosessi ja mitoitusparametrien käyttö eri laskentavaiheissa. Mitoitusprosessi on jaettu kolmeen laskentavaiheeseen: kuormanjakautumislaskenta, kitkalaskenta ja kiristyslaskenta

Työn kokeellinen osuus koostuu kolmea laskentavaihetta vastaavista kolmesta kokeesta: epäkeskovetokoe, vääntökiristyskoe ja lepokitkakoe. Kokeista haetaan kahdentyyppisiä tuloksia: tietyillä kokeilla määritetään parametrien arvoja yksittäisissä tapauksissa ja tietyillä kokeilla testataan eri laskentamenetelmien toimivuutta.

Epäkeskovetokokeella tutkitaan mitoituksen kuormanjakautumislaskentaa, eli kuormansiirtokertoimen ja voimantuontikertoimen määrittämisen laskentamenetelmiä ja osittain aukeavan liitoksen vasteen laskentamenetelmiä. Koetuloksia verrataan elementtimenetelmä- ja analyttisiin laskelmiin. Tällä kokeella ei siis ole tarkoitus tutkia juuri kokeessa käytettyä yksittäistä geometriaa, vaan eri laskentamenetelmiä.

Vääntökiristyskoe ja lepokitkakoe kuuluvat testikategoriaan, jossa määritetään mitoitusparametrien arvoja tietyissä yksittäisissä tilanteissa. Vääntökiristyskoetta varten kehitettiin testipenkki, jolla voidaan mitata erikokoisten ruuvien kierteen ja kannan kitkakerrointen arvoja erilaisilla voiteluyhdistelmillä. Kuten luvussa 2.6 on

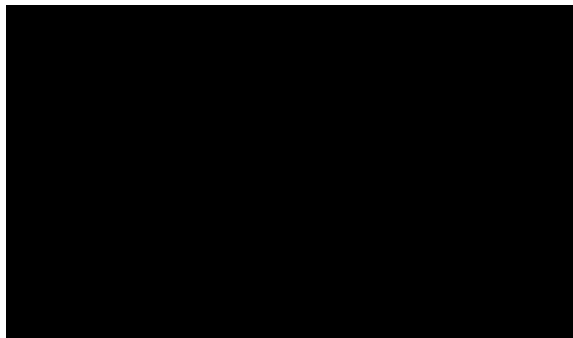
kerrottu, laskettavat asennusparametrit riippuvat käytettävästä kiristysmenetelmästä. Tässä työssä vääntökiristys on yleisyytensä vuoksi valittu edustamaan kiristyslaskentavaihetta.

Lepokitkakokeessa määritetään liitosten mitoituksessa käytettävän, liitettävien osien välisen lepokitkakertoimen arvoja tietyille materiaalipareille ja tutkitaan koneistuskuvioiden vaikutusta osien väliseen kitkakertoimeen. Lisäksi lepokitkakokeella tutkitaan, kuinka liitospinnassa käytettävä elastinen tiivisteaine vaikuttaa osien liikkeellelähtemiseen.

### 3.2 Koehypoteesit

Johdannossa todettiin, että ruuviliitosten mitoitusparametrien arvot saadaan yleensä laajasti käytetyistä laskentaoppaista, kuten VDI 2230 [6]. Niinpä myös tämän työn kokeellisen osuuden koehypoteesit perustuvat kirjallisuuteen.

Epäkeskovetokokeen osalta kirjallisuuden [6, liite D] [7, s. 213] perusteella odotetaan ruuvien aksiaalivoiman vasteen ulkoiseen aksiaalikuormitukseen olevan epälineaarinen kuormituksen ollessa epäkeskinen. Kuvassa 15 on esitetty periaatteellisella tasolla oletettava vaste.



*Kuva 15. Epäkeskovetokokeen epäkeskisissä kuormituspisteissä oletettava ruuvien lisävoima periaatteellisella tasolla. Kuvassa on myös esitetty käännepistevoimien  $A_{Aab}$  ja  $A_{AKa}$  merkitykset.*

Vääntökiristyskokeessa öljyttyjen ruuvien kierteen ja kannan kitkakerrointen oletetaan olevan välillä 0,04-0,16 ja toimitustilassa olevien ruuvien kierteen ja kannan kitkakerrointen oletetaan olevan välillä 0,08-0,24 [6, s. 114]. Molykote 1000 –voiteluaineella voideltujen ruuvien kierteen kitkakertoimen oletetaan olevan 0,13 ja kannan kitkakertoimen 0,08. Voiteluaineen valmistajan datalehdellä mainitaan kierteen kitkakertoimen olleen määritetty M12 8.8 ruuvilla, joka ei täysin vastaa tässä työssä testattuja ruuveja. [15] Myös Loctite 243 –ruuvilukitteen vaikutusta kierteen kitkakertoimeen tutkittiin, mutta kyseiselle aineelle ei valmistajan datalehdessä mainita kitkakerroinarvoja.

Lepokitkakokeen osalta teräs-teräs-materiaaliparin lepokitkakertoimen oletetaan olevan välillä 0,15-0,40 ja teräs-valurauta-materiaaliparin lepokitkakertoimen välillä 0,20-0,26 [6, s. 115].



### 3.3 Mittausepävarmuuden arviointi Monte Carlo –menetelmällä

Monte Carlo –menetelmä (engl. Monte Carlo Method, MCM) on yleiskäsite, joka kattaa moniin käyttötarkoituksiin käytettäviä numeerisia menetelmiä. Yksi Monte Carlo –menetelmän tyypillinen sovelluskohde on optimointi [16], mutta Monte Carlo –menetelmää voidaan käyttää myös mittausepävarmuuden arviointiin [17] [18].

Yleisesti kun halutaan tietää mittaussuureen (engl. measurand) arvo, ei sitä välttämättä mitata suoraan, vaan se lasketaan useiden eri mitattujen suureiden avulla kaavan (33) periaatteen mukaisesti [19] kaavalla (33)

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (33)$$

jossa  $Y$  on mittaussuure, jonka arvo lasketaan funktiolla  $f$  käyttäen mitattuja suureita  $X_1, X_2, \dots, X_n$ . Esimerkiksi mitattaessa juoksijan keskinopeutta, juostu matka on yksi mitattu suure  $X_1$  ja matkaan kulunut aika toinen mitattu suure  $X_2$ . Mittaussyure  $Y$  olisi tässä tapauksessa keskinopeus, ja mittausfunktio  $f$  olisi yksinkertaisesti matkan ja ajan osamäärä.

Kuhunkin apumittaukseen  $X_1, X_2, \dots, X_n$  liittyy tietty mittausepävarmuus. Apumittausten epävarmuudet siirtyvät mittausfunktion  $f$  kautta lopullisen mittaussyureen epävarmuudeksi. Lopullisen mittaussyureen epävarmuus on se asia, jolla lopulta on merkitystä, kun mittauksien perusteella tehdään toimenpiteitä. Yksittäisten apumittausten epävarmuuksilla ei lopulta ole samanlaista merkitystä kuin itse mittaussyureen epävarmuudella, mutta apumittausten epävarmuuksia voidaan käyttää hyväksi esimerkiksi mittausmenetelmää kehitettäessä: apumittausten epävarmuuksia vertailemalla voidaan tunnistaa mittausjärjestelyn heikoimmat osa-alueet.

Apumittausten epävarmuuksia kuvataan tietyillä jakaumilla, esimerkiksi normaalijakaumalla tai tasajakaumalla, ja standardi mittausepävarmuudella, jota kuvataan keskihajonnalla [19]. Kunkin apumittauksen mittausepävarmuutta kuvaavien jakaumien tunnusluvut voidaan määrittää joko toistomittausten avulla (tyyppi A) tai muilla keinoilla (tyyppi B) [19]. Tyypin B mittausepävarmuus voidaan määrittää esimerkiksi mittalaitteiden kalibrointitodistuksia käyttäen.

Monte Carlo –menetelmällä voidaan arvioida mittaussyureen  $Y$  mittausepävarmuutta ottamalla  $N$  kappaletta satunnaislukuja siten, että satunnaislukujen jakaumat vastaavat mittausyhtälön apumittausten jakaumia [20]. Monte Carlo –menetelmän seuraava vaihe on mittaussyureen arvon laskeminen mittausfunktioilla käyttäen näitä satunnaisia syötearvoja, jolloin saadaan tulokseksi  $N$  kappaletta mittaussyureen arvoja.  $N$  kertaa tehtävistä toistoista käytetään nimitystä Monte Carlo –toistot. Näistä generoiduista tuloksista voidaan laskea keskiarvo, keskihajonta ja kattavuusväli (engl. Coverage factor), joka on sekaannusten välttämiseksi eroteltu

JCGM:n Monte Carlo -oppaassa eri termillä perinteisestä, tilastollisesti määritettävästä luottamusvälistä. Näin saadaan ratkaistua mittausarvojen jakauma kun mittauksen eri apumittausten epävarmuuden tiedetään. Monte Carlo –menetelmää käytettäessä itse mittausyhtälö ja apumittausten jakaumat voivat olla mielivaltaisia. [20]

Monte Carlo –menetelmällä on tiettyjä etuja mittausepävarmuuden arvioinnissa verrattuna esimerkiksi yhdistetyn mittausepävarmuuden arviointiin perinteisesti osittaisderivaatoilla ja keskeisellä raja-arvolauseella, josta menetelmästä käytetään usein nimitystä GUF (engl. GUM Uncertainty Framework, GUF). Ensinnäkin, Monte Carlo –menetelmää käytettäessä ei tarvitse muodostaa mittausyhtälön osittaisderivaattoja, mikä voi monimutkaisissa mittauksissa helpottaa analyysiä. Toiseksi, mittaustulosten luottamusvälin, tai Monte Carlo –menetelmän yhteydessä kattavuusvälin, määrittämiseksi ei tarvitse tehdä MCM-menetelmää käytettäessä oletuksia mittaustulosten jakautuman tyypistä. Lisäksi Monte Carlo –menetelmä soveltuu yleisesti ottaen paremmin epälineaarisien ongelmien käsittelyyn. [20]

Tässä työssä käytetyt mittausepävarmuuden arviointimenetelmät pätevät sellaisille toistomittauksille, joissa mitattava asia on joka toistolla vakio, eikä esimerkiksi funktio jonkin toisen muuttujan suhteen [19]. Erityisesti tämä näkökulma koskee vääntökiristyskoetta. Kirjallisuuden perusteella ruuvien kitkakertoimissa voi olla suhteellisen suurta hajontaa [11]. Niinpä voidaankin olettaa, että vaikka toistot on tehty näennäisesti samanlaisilla koekappaleilla, eivät kappaleet kuitenkaan ole täysin identtisiä. Voidaan ajatella, että kitkakertoimet ovat esimerkiksi koneistettujen pintojen mikrotason pintakuvion funktioita ja komponenteissa on valmistustekniikasta johtuvia pieniä yksilökohtaisia eroja.

Edellisen kappaleen ruuviesimerkkiä voidaan ajatella mittausepävarmuuden kannalta niin, että yksittäiselle toistomittaukselle voidaan määrittää esimerkiksi Monte Carlo –menetelmällä tietty mittausepävarmuus. Tällä tavoin mittausepävarmuus voidaan määrittää vaikka jokaiselle tehdylle toistomittaukselle, mutta nämä mittausepävarmuudet ovat aina yksittäisten toistojen epävarmuuksia. Toistomittauksia tehtäessä ilmenevä toistojen välinen hajonta ei kuitenkaan enää ole mittausepävarmuutta, koska on syytä olettaa, että mittaussuureiden arvojen hajonta selittyy ainakin osittain sillä, että arvot ovat funktio jostakin muuttujasta, joka ei välttämättä ole ollut vakio toistojen välillä. Toistojen välistä hajontaa pitää siis käsitellä jotenkin muuten kuin mittausepävarmuutena. Jos mittaustulosten oletetaan olevan normaalijakautuneita, voidaan toistomittauksista laskea keskihajonta, josta edelleen voidaan laskea laajennettu mittausepävarmuus ja sen avulla halutut luottamusvälit mittaussuureen arvoille [19].

Tässä työssä mittausepävarmuuden arviointi Monte Carlo –menetelmällä toteutettiin MATLAB-ohjelmistoa (versio R2014b) käyttäen. Kunkin kokeen

lopputuloksen määrittävään mittausfunktioon syötettiin  $N$  kappaletta lähtöarvoja, jotka on arvottu MATLAB:in satunnaislukugeneraattoreita käyttäen siten, että ne ovat halutulla tavalla jakautuneita. Tuloksena saatiin  $N$  kappaletta virtuaalisia mittaustuloksia, joiden jakauma määräytyy arvioiduista apumittausten epävarmuuksista.

Näistä  $N$ :stä virtuaalisesta mittaustuloksesta määritettiin lyhimmet kattavuusvälit MATLAB-ohjelman avulla. Varsinainen kattavuusvälin määrittämiseen käytetty MATLAB-koodi on tämän työn liitteenä (liite 1). Kattavuusvälin määrittämisessä MATLAB:illa tarkoitus on etsiä annetusta lukujoukosta lyhin sellainen väli, joka sisältää tietyn osuuden (esimerkiksi 95 %) annetusta lukujoukosta. Yksinkertaisesti kuvattuna käytetty koodi käy annetun lukujoukon järjestelmällisesti läpi etsien osajoukon, joka kattaa halutun osuuden annetuista luvuista ja jonka sisältämät luvut mahtuvat mahdollisimman lyhyelle välille.

### 3.4 t-testi

Yksi lukuisista erilaisista tilastollisista testeistä on t-testi. Tässä työssä t-testiä käytetään lepokitkakokeen tulosten analysoimiseen. Kyseisellä testillä voidaan arvioida, ovatko kahden otoksen keskiarvot tilastollisesti yhtä suuret [21]. Lepokitkakokeen tapauksessa tällä testillä siis testataan, onko esimerkiksi eri materiaalien lepokitkakertoimilla merkittävää eroa. Tämän työn t-testit tehtiin Minitab-tilastoanalyysiohjelmistolla (versio 16).

Testin tuloksena saadaan p-arvo, jota verrataan valittuun  $\alpha$ -tasoon.  $\alpha$ -taso kuvaa riskiä tehdä tyypin I tilastollinen virhe. Tyypin I virhe tarkoittaa tässä tapauksessa sitä, että kahden otoksen välillä todetaan olevan eroa, vaikka sitä ei todellisuudessa ole. Tässä työssä  $\alpha$ -tasoksi on valittu 0,05, jolloin p-arvon tulee olla 0,05 tai pienempi, jotta kahden t-testillä testatun otoksen välistä eroa voidaan pitää merkittävänä. [22]

### 3.5 Venymäliuskamittaukset

#### 3.5.1 Venymäliuskamittausten yleinen periaate

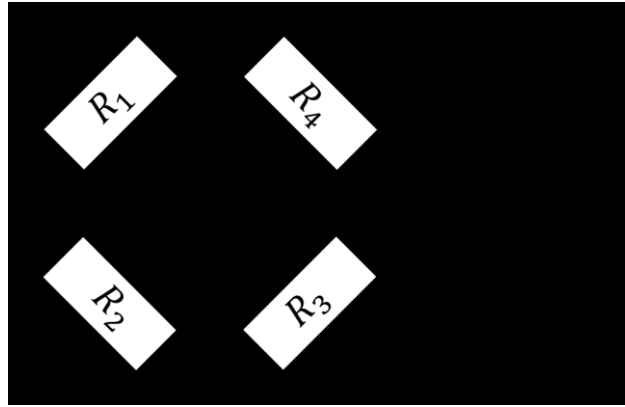
Venymäliuska on instrumentti, jolla voidaan mitata venymiä kappaleen pinnasta. Venymäliuskan toiminta perustuu siihen, että kun johdinta venytetään, sen poikkipinta-ala pienenee ja pituus kasvaa, jolloin sen resistanssi kasvaa [23, s. 344-347]. Resistanssia mittaamalla voidaan siis mitata venymää.

Venymäliuskamittauksia voidaan käyttää kahteen hieman poikkeavaan tarkoitukseen. Venymistä voidaan laskea jännitykset, ja näin voidaan mitata käytön aikana muodostuvia paikallisia jännityksiä esimerkiksi jonkin komponentin väsymiselle alttiista kohdasta. Venymäliuskoja voidaan myös käyttää erilaisten antureiden rakentamiseen. Tällöin paikallisten jännitysten sijaan mittauksilla halutaan selvittää esimerkiksi jonkin komponentin välittämä voima tai momentti. Tämän työn kokeisiin liittyvät venymäliuskamittaukset voidaan laskea kuuluvaksi jälkimmäiseen

kategoriaan: mittauksilla halutaan siis selvittää rakenteissa vaikuttavia voimia ja momentteja.

### 3.5.2 Siltakytkennät

Venymäliuskamittausten toteuttamiseen voidaan käyttää Wheatstonen sillaksi kutsuttua kytkentää, jonka periaate on esitetty kuvassa 16. Tämän työn kannalta oleellisia siltakytkentöjä ovat neljäsosasilta ja kokosilta. Neljäsosasillassa yksi Wheatstonen sillan neljästä haarasta ( $R_1$ - $R_4$ ) on venymäliuska ja loput kolme haaraa täydennysvastuksia [23, s. 356]. Kokosillassa kaikki neljä haaraa ovat venymäliuskoja [23, s. 354].



Kuva 16. Wheatstonen sillan kytkentäperiaate. Jännite  $U$  on sillan syöttöjännite ja jännite  $U_W$  on sillan ulostulojännite.

Neljäsosasilta-kytkentää käytettäessä, lämpötilan pysyessä vakiona, pätee [23, s. 356]

$$U_W \propto \varepsilon_1 \quad (34)$$

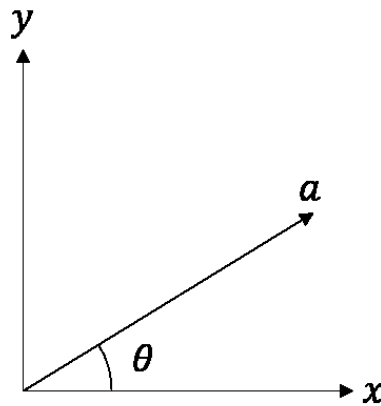
jossa  $U_W$  on Wheatstonen sillan ulostulojännite ja  $\varepsilon_1$  on sillan ainoan venymäliuskan venymä.

Kokosilta-kytkentää käytettäessä Wheatstonen sillan ulostulojännitteen ja venymien välinen yhteys on [23, s. 354]

$$U_W \propto \varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4 \quad (35)$$

jossa venymät  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$  ja  $\varepsilon_4$  ovat neljän siltaan kytketyn venymäliuskan venymät. Myös kaava (35) pätee sillä oletuksella, että lämpötila pysyy vakiona. Venymien alaindeksit 1-4 vastaavat kuvan 16 numerointia.

### 3.5.3 Tasovenymän koordinaatistomuunnos



Kuva 17. Venymämuunnosyhtälön  $a$ -koordinaattiakselin suunta suhteessa  $x$ - ja  $y$ -akseleihin

Tasovenymän koordinaatistomuutos on hyödyllinen työkalu venymäliuska-mittausten kanssa käytettäväksi. Kun tunnetaan venymät kuvan 17  $x$ - ja  $y$ -akselien suunnassa, eli venymät  $\varepsilon_x$  ja  $\varepsilon_y$ , voidaan venymä kierretyn  $a$ -akselin suunnassa laskea kaavalla [24, s. 95]

$$\varepsilon_a = \varepsilon_x \cos^2(\theta) + \varepsilon_y \sin^2(\theta) + \gamma_{xy} \cos(\theta) \sin(\theta) \quad (36)$$

jossa  $\varepsilon_a$ ,  $\varepsilon_x$  ja  $\varepsilon_y$  ovat venymiä  $a$ -,  $x$ - ja  $y$ -akselien suunnissa,  $\gamma_{xy}$  on leikkausvenymä ja kulma  $\theta$  kuvan 17 mukainen  $a$ -akselin kiertokulma.

Erityisesti tässä työssä venymän koordinaatistomuutosta hyödynnetään leikkausjännityksen määrittämiseksi venymäliuskamittauksilla. Leikkausjännitys  $\gamma_{xy}$  voidaan mitata seuraavasti: Asennetaan kappaleen pintaan yhteensä neljä venymäliuskaa, joista kaksi on  $45^\circ$  kulmassa ja kaksi  $-45^\circ$  kulmassa haluttuun  $x$ -akseliin nähden. Näille kulmille voidaan kaavan (36) mukaan kirjoittaa

$$\varepsilon_{45^\circ} = \varepsilon_x \cos^2(45^\circ) + \varepsilon_y \sin^2(45^\circ) + \gamma_{xy} \cos(45^\circ) \sin(45^\circ) \quad (37)$$

ja

$$\varepsilon_{-45^\circ} = \varepsilon_x \cos^2(-45^\circ) + \varepsilon_y \sin^2(-45^\circ) + \gamma_{xy} \cos(-45^\circ) \sin(-45^\circ) \quad (38)$$

Sijoittamalla kaavoihin (37) ja (38) sinien ja kosinien arvot, supistuvat kaavat muotoon

$$\varepsilon_{45^\circ} = \frac{1}{2} \varepsilon_x + \frac{1}{2} \varepsilon_y + \frac{1}{2} \gamma_{xy} \quad (39)$$

ja

$$\varepsilon_{-45^\circ} = \frac{1}{2}\varepsilon_x + \frac{1}{2}\varepsilon_y - \frac{1}{2}\gamma_{xy} \quad (40)$$

Kun neljä venymäliuskaa kytketään kokosiltaan siten, kaksi haluttuun koordinaatistoon nähden  $45^\circ$  kulmassa olevaa venymäliuskaa ovat kokosillan vastakkaisissa haaroissa ja kaksi  $-45^\circ$  kulmassa olevaa venymäliuskaa jäljelle jäävissä keskenään vastakkaisissa haaroissa, on kokosillan ulostulojännite luvun 3.5.2 ja lähteen [23] mukaisesti

$$\begin{aligned} U_W &\propto \varepsilon_{45^\circ} - \varepsilon_{-45^\circ} + \varepsilon_{45^\circ} - \varepsilon_{-45^\circ} \\ &\rightarrow U_W \propto 2\gamma_{xy} \end{aligned} \quad (41)$$

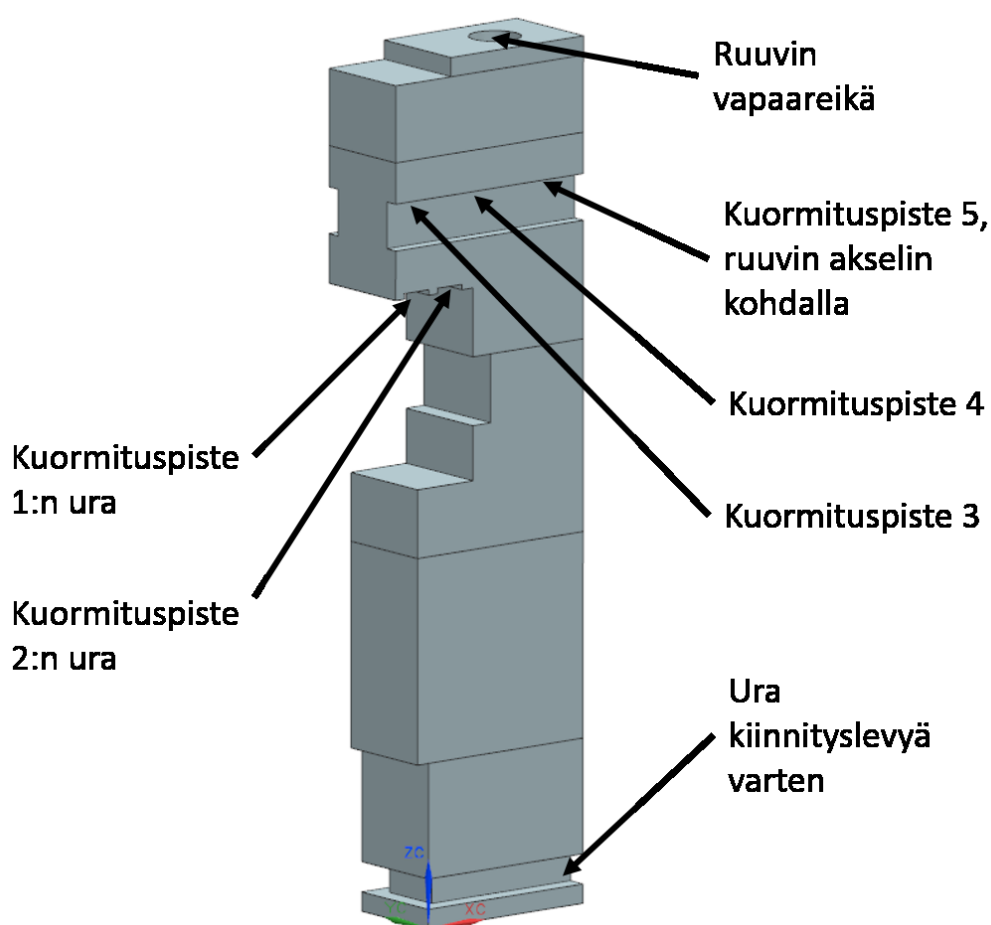
jossa  $U_W$  on Wheatstonen sillan ulostulojännite. Tätä kytkentää käytetään hyväksi tämän työn vääntökiristyskokeessa vääntömomentin mittaamisessa.

## 4 Koejärjestelyt

### 4.1 Epäkeskovetokoe

#### 4.1.1 Yleistä

Epäkeskovetokokeella on kaksi tavoitetta. Ensimmäinen tavoite on tutkia ruuvin aksiaalivoiman ja ulkoisen kuormituksen suhdetta systeemin lineaarisen vasteen alueella. Toinen tavoite liittyy ruuvin aksiaalivoiman ja ulkoisen kuormituksen suhteeseen systeemin epälineaarisella alueella. Epälineaarisesta vasteesta kiinnostaa se, kuinka hyvin analyttisesti ja FEM:illä voidaan ennustaa lineaarisuuden loppuminen ja systeemin vaste epälineaarisella alueella. Kokeen tavoite on tutkia eri laskentamenetelmiä, eikä niinkään juuri yksittäistä koekappaletta.

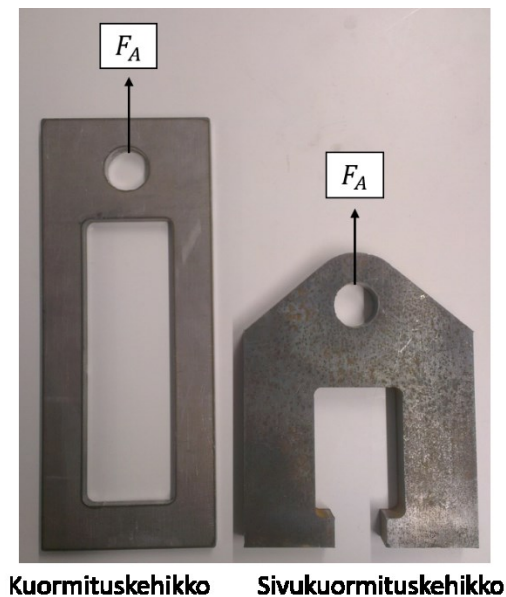


Kuva 18. Epäkeskovetokokeen koekappale. Kuormituspisteistä 1 ja 2 vedetään ylöspäin koekappaleessa olevan ulokkoon alapinnan urista. Kuormituspisteistä 3-5 vedetään ylöspäin kehitolla, joka tarraa kiinni molemmilla puolilla kappaletta oleviin uriin. Koekappale tuettiin lattiaan erityisellä kiinnityslevyllä, joka kiinnitettiin kuvassa näkyvään, koekappaleen alareunassa olevaan uraan.

Epäkeskovetokokeen koekappale (kuva 18) on geometrialtaan pienoismalli eräästä ruoripotkurilaitteen todellisesta liitoksesta. Koekappale edustaa yhden ruuvin sektorin ruuvikehällä liitetyistä rakenteista. Koekappalekokonaisuus koostuu kuudesta erillisestä teräskappaleesta sekä M16-kuusioruuvista, jolla kappaleet on liitetty yhteen. Geometrialtaan kappale on suhteellisen monimutkainen verrattuna

laskentaohjeiden ideaalisiin liitosgeometrioihin. Tässä kokeessa koekappaleen geometrian monimutkaisuus kuitenkin on toivottavaa, sillä kokeen tarkoituksena on testata eri laskentamenetelmien ja niihin liittyvien yksinkertaistuksien soveltuvuutta epäideaalisen rakenteen laskentaan.

Koekappaleessa on viisi kuormituspistettä, joista voimaa tuodaan vuorotellen. Kuormituspisteiden sijainnit on esitetty kuvassa 18. Kuormituspisteet 1 ja 2 on valittu siten, että ne vastaavat aluetta, johon kuormitus oikeassakin rakenteessa kohdistuu. Kuormituspisteisiin 1 ja 2 kohdistettiin voima koekappaleessa olevan ulokkeen alapuolelta kuvan 19 mukaisella kuormituskehikolla.



Kuva 19. Epäkeskovetokokeessa käytetyt kuormituskehikot.

Kuormituspisteiden 3-5 taustalla ei ole samanlaista reaali maailman perustetta kuin kuormituspisteissä 1 ja 2, vaan niiden tarkoitus on mahdollistaa eri laskentamenetelmien vertailu useammanlaisissa tapauksissa. Kuormituspisteisiin 3-5 kohdistetaan voimaa koekappaleen molemmilta sivuilta kuvan 19 mukaisella sivukuormitusadapterilla. Kuormituspisteet 3-5 koostuvat kahdesta koekappaleen sivuilla olevasta urasta, joissa sivukuormitusadapteria liu'utetaan eri kohtiin.

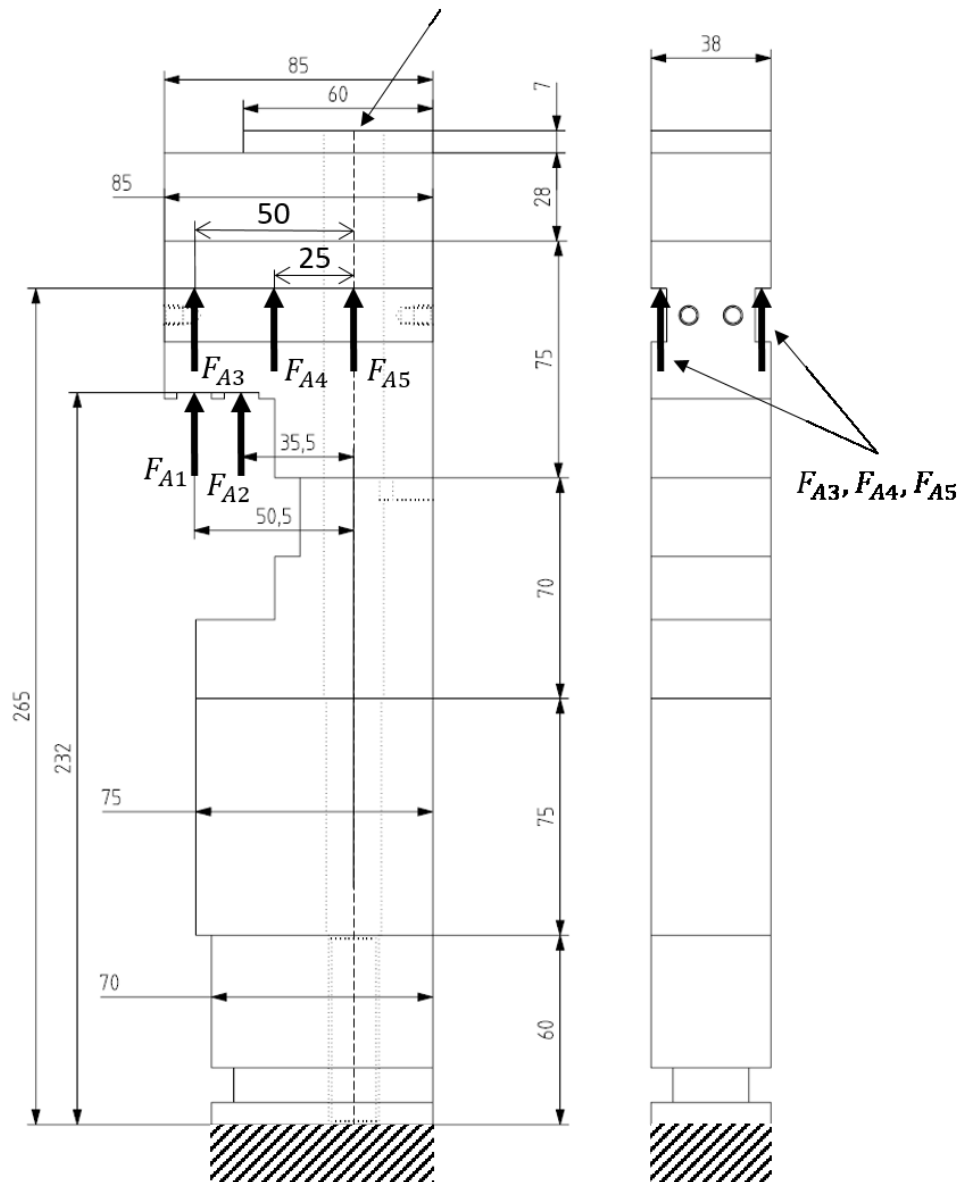
Suurin voiman epäkeskisyys on kuormituspisteissä 1 ja 3, joissa kuormituskehikoiden keskilinjojen etäisyys M16-ruuvien akselilta on vastaavasti 50,5 mm ja 50 mm. Voimien sijainnit sekä koekappalekokonaisuuden päämitat on esitetty vapaakappalekuvassa (kuva 20). Koekappaletta kuormittava voima  $F_A$  on kaikissa kuormituspisteissä yhtä suuri, 18 kN.

Kuormituspiste 5 on ruuvien akselin kohdalla, jolloin tällainen hieman yksinkertaisempikin tapaus saadaan mukaan vertailuun. Kuormituspisteessä 5 voiman  $F_A$  ei oleteta olevan riittävän suuri muuttamaan systeemin vastetta



epälineaariseksi. Tässä kuormituspisteessä epälineaarisuus ei perustuisi liitoksen osittaiseen aukeamiseen ja siitä johtuvaan vipuvarsivaikutukseen vaan liitospintojen täydelliseen aukeamiseen: jos rajapinta on kokonaan auennut ja puristusvoima siten nolla, liitospinnan puristusvoima ei voi enää pienentyä, jolloin koko ulkoinen kuormitus siirtyy ruuvien lisäaksiaalivoimaksi. Tämän kokeen tavoitteisiin ei kuulu liitospintojen toisistaan täysin irrottamiseksi tarvittavan voiman tutkiminen.

### Osien läpi menevän ruuvin sijainti

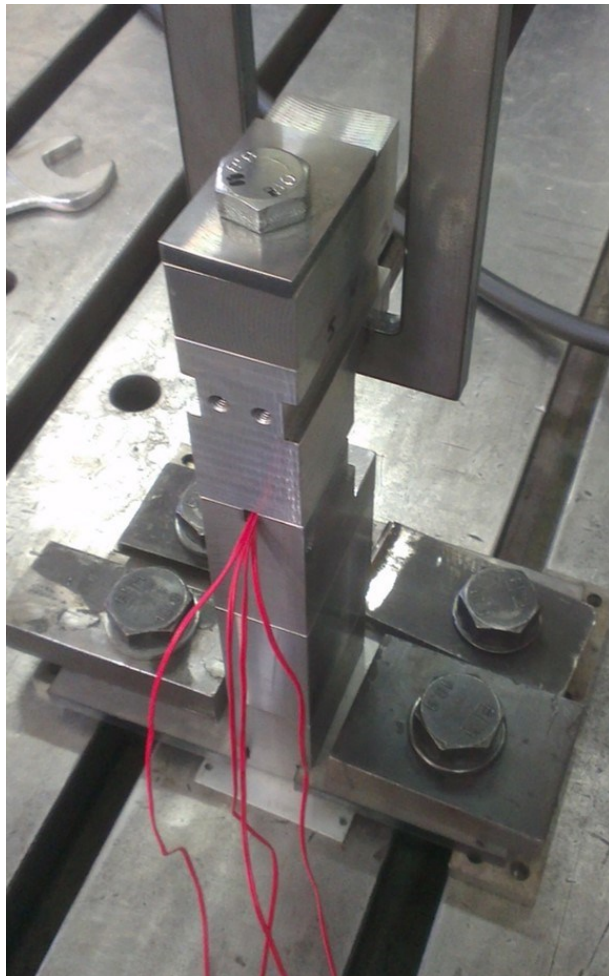


Kuva 20. Epäkeskovetokokeen vapaakappalekuva mittoineen sivusta ja edestä kuvattuna. Voimat  $F_{A1}$ ,  $F_{A2}$  ja niin edelleen vastaavat kuormituspisteisiin 1-5 vaikuttavia voimia. Koekappalekokonaisuus on alareunastaan lattiaan kiinnitetty.

Epäkeskovetokokeella määritetään kullekin kuormituspisteelle kokeellisesti  $n\Phi_{en}^*$ , jossa  $n$  on voimantuontikerroin ja  $\Phi_{en}^*$  kuormansiirtokerroin tapauksessa, jossa esijännityksen aiheuttama puristus ja voiman tuonti ovat geometriaan nähden

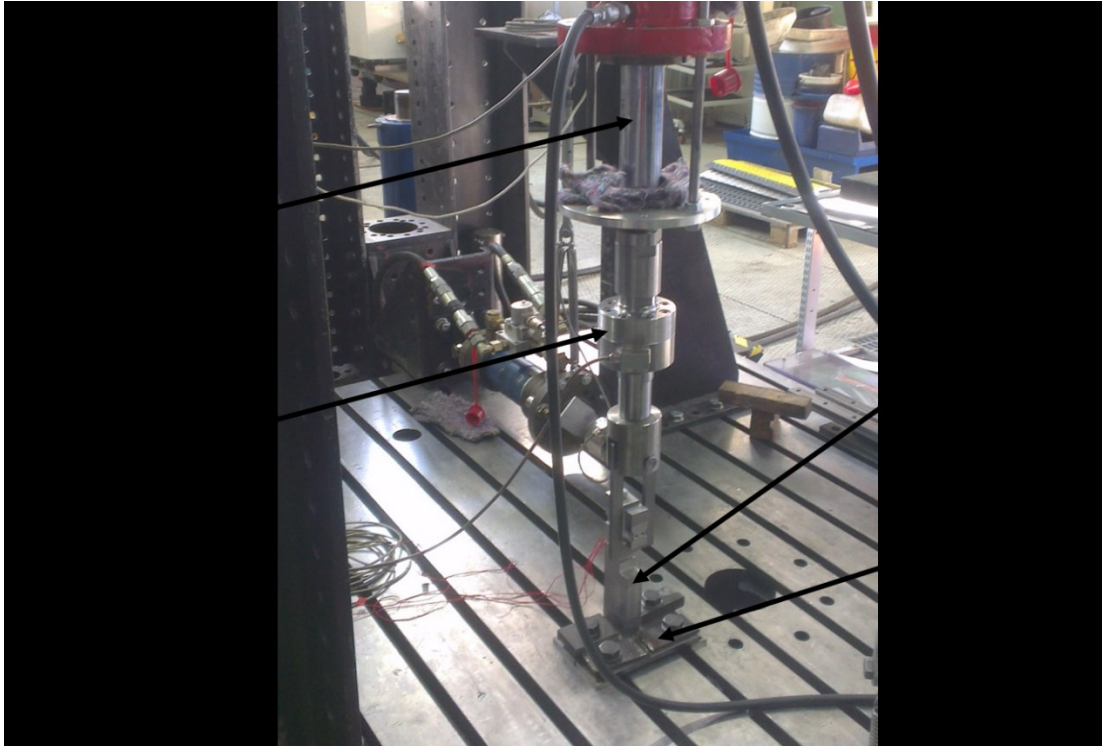
epäkeskisiä. Kaavan (17) mukaisesti  $n\Phi_{en}^*$ :n arvo saadaan määritettyä vertaamalla ruuvien aksiaalivoimaa  $F_{ax}$  ja kuormittavaa voimaa  $F_A$ , kun ruuvien esijännitysvoima  $F_V$  on tiedetty. Laskentamenetelmien vertailemiseksi  $n\Phi_{en}^*$  määritetään myös analyttisesti ja FEM:illä. Lisäksi kuormituspisteissä 1, 2, 3 ja 4 määritetään analyttisesti epälineaarisen vasteen rajavoimat  $A_{Aab}$  ja  $A_{AKa}$  (katso kuva 15). Vaste muuttuu epälineaariseksi, kun liitospinnat alkavat aueta joko kokonaan, tai kuten tässä kokeessa oletettavasti tapahtuu, rajapinnan reunasta.

Ruuvien aksiaalivoimaa mitattiin venymäliuskoilla ruuvien varresta. Venymäliuskojen johdot saatiin ulos ruuvien ja vapaareiän välistä yhteen komponenttien välisistä rajapinnoista koneistetun kanavan kautta. Johtokanava näkyy kuvassa 21. Ruuvien aksiaalisuuntaisia venymäliuskoja oli neljä kappaletta ruuvien ympärillä  $90^\circ$  välein, jolloin ulkoisen voiman mahdollisesti aiheuttaman taivutuksen vaikutus venymiin saatiin eliminoidua ja saatiin selville puhdas aksiaalivoima. Kompensointi toteutettiin laskemalla neljän venymän keskiarvo, jolloin taivutusvenymät, joiden merkit ovat vastakkaisia ruuvien vastakkaisilla puolilla, kumoutuvat. Jokainen neljästä venymäliuskasta oli kytketty mittausvahvistimeen neljännessiltakytkennällä.



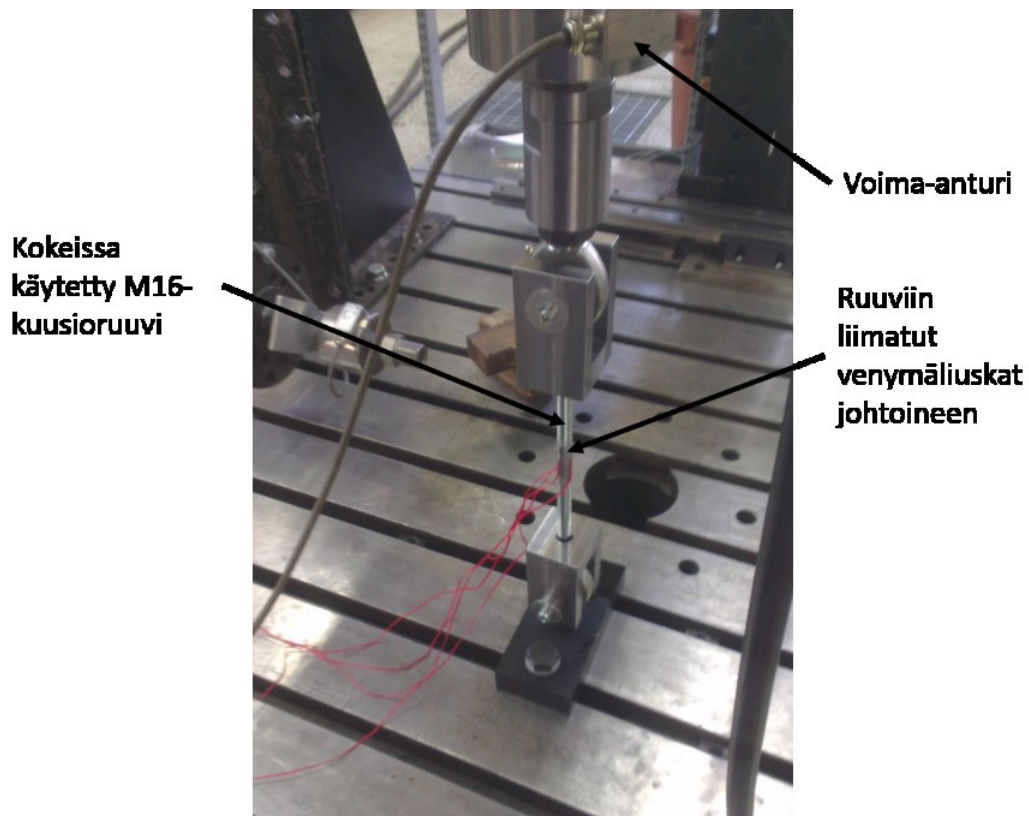
Kuva 21. Epäkeskovetokokeen koekappaleessa oleva johtokanava, jonka kautta ruuvissa olevien venymäliuskojen johdot saatiin ulos ruuvien ja vapaareiän välisestä tilasta.

Epäkeskovetokoe suoritettiin Aalto-yliopiston lujuusopin laboratoriossa Espoossa 19.3.2015. Olosuhteet olivat normaalit sisäolosuhteet. Koejärjestely on esitetty kuvassa 22. Mittausvahvistimena käytettiin HBM QuantumX-vahvistimia (2 kpl) ja tiedonkeruulaitteena Datatranslation DT9834-laitetta. Voima-anturina käytettiin 100 kN:n anturia, tyypiltään HBM U2B.



*Kuva 22. Epäkeskovetokokeen koejärjestely.*

Koekappalekokonaisuus oli sen alimpaan palaan kiinnitetyn kiinnityslevyn kautta koelaitteiston pohjana toimivaan T-uralaattaan pultattu (katso 22). Venymäliuskoitetulle ruuville tehtiin kalibrointikuormitus kytkemällä se sarjaan saman voima-anturin kanssa, jota käytetään myös varsinaisessa kokeessa. Kalibrointijärjestely on esitetty kuvassa 23. Kalibroinnin avulla mitattu ruuvin aksiaalivoima suhteessa kuormittavaan voimaan saadaan määritettyä mahdollisimman tarkasti. Kalibrointi tehtiin ajamalla voimaramppi 0 kN → 70 kN → 0 kN kolme kertaa. Varsinainen mittaus suoritettiin ajamalla kuormitus-sylinterillä voimaramppi 0 kN → 18 kN → 0 kN. Jokaisessa kuormituspisteessä tehtiin kolme toistomittausta.



Kuva 23. Epäkeskovetokokeen kalibroitimittaus

Ruuvien esikivistysvoima sekä kalibrointi- ja varsinaisen kuormitusvoiman suuruudet valittiin alustavan FEM-analyysin perusteella. Kokeissa käytettävillä voimilla oli kaksi mitoituskriteeriä: Ruuvi ei saa katketa kokeiden aikana, mutta liitoksen vasteen epälinearisoitumisen pitäisi tulla esiin. Koska kokeen tarkoitus on kuitenkin tutkia juuri lisävoimailmiöitä ja sen eri mallinnustapoja, ei ruuvien kuormitusta voi etukäteen tarkasti tietää ja siksi testin aikana turvallisuussyistä tarkkailtiin ruuvista mitattuja venymiä.

Koeasetelma koottiin esikivistämällä vääntämällä koekappaleiden läpi menevä M16-ruuvi noin 50 kN esijännitysvoimaan. Esijännitysvoiman saamiseksi halutulle tasolle käytettiin ruuvien varren venymäliuskoitusta. Esijännitysvoima pyrittiin saamaan lähelle 50 kN:ia, mutta käsityökaluilla tarkka vääntäminen on vaikeaa, joten toteutunut esijännitysvoima ei ollut aivan 50 kN, vaan noin 48,9 kN. Analyttiset- ja elementtimenetelmällä tehdyt vertailulaskelmat on laskettu toteutuneella 48,9 kN esijännityksellä.

#### 4.1.2 Mittausepävarmuus

Lepokitkakokeen mittausepävarmuus koostuu kolmesta komponentista: mitatun pystyvoiman epävarmuus, pultin venymäliuskamittauksen epävarmuus ja kuormittavan hydraulisylinterin pystysuoruus. Mitatun pystyvoiman epävarmuus on määritetty voima-anturin kalibrointitodistuksen perusteella ja kyseessä on siten

tyypin B epävarmuus. Pystyvoimaa mittaavan 100 kN voima-anturin kalibrointitodistuksessa annetaan anturin lukemalle korjauskaava, joka on muotoa

$$F_{\text{todellinen}} = cF_{\text{mitattu}} + b \quad (42)$$

jossa  $c$  ja  $b$  ovat korjauskertoimia, joille on annettu arvot kalibrointitodistuksessa. Edelleen kalibrointitodistuksissa on annettu kaavalla (42) korjatulle voimalle epävarmuus, joka on  $\pm 0,1130$  kN (95 % luottamusväli). Vastaavaksi keskihajonnaksi voidaan olettaa  $\pm \frac{0,1130 \text{ kN}}{1,96} \approx \pm 0,0577$  kN [19, s. 12].

Kalibroinnin perusteella ruuvien aksiaalivoiman ja neljällä venymäliuskalla mitatun keskiarvovenymän välille saatiin pienimmän neliösumman sovituksella yhteys

$$F_{\text{ax}} = 0,0393 \frac{\text{kN}}{\frac{\mu\text{m}}{\text{n}}} \varepsilon + 0,0523 \text{ kN} \quad (43)$$

jossa  $\varepsilon$  ruuvien neljän venymäliuskan keskiarvovenymä. Kalibroinnissa käytettiin samaa voima-anturia kuin itse mittauksessakin ja voima-anturin mittaus-epävarmuuden perusteella pienimmän neliösumman sovituksen kulmakertoimen  $0,0393 \frac{\text{kN}}{\frac{\mu\text{m}}{\text{n}}}$  standardi mittausepävarmuus on  $\pm 6,9474 \cdot 10^{-7} \frac{\text{kN}}{\frac{\mu\text{m}}{\text{n}}}$  ja sovituksen vakiotermin  $0,0523$  kN standardi mittausepävarmuus on  $\pm 6,9184 \cdot 10^{-4}$  kN.

Hydraulisyylinteri asetoitiin vesivaa'an avulla mahdollisimman pystysuoraan, minkä jälkeen koekappale kiinnitettiin mahdollisimman tarkasti pystysuoran sylinterin alle. Koekappaleen tarkka asema hydraulisyylinteriin nähden määrää aksiaalikuormituksen suunnan. Jos hydraulisyylinteri on hieman vinossa, on pultin akselin suuntainen voimakomponentti pienempi kuin voima-anturilla mitattu hydraulisyylinterin voima. Koekappaleessa olevien kuormituspisteiden ja hydraulisyylinterin yläpäässä olevan niveltukipisteen välinen etäisyys oli noin 2 m. Koekappaleen asemointitarkkuudeksi arvioitiin  $\pm 10$  mm. Trigonometriasta saadaan 10 mm asemointivirheellä voiman aksiaalikomponentin suuruudeksi  $\pm 0,9998 \dots \cdot F_{\text{mitattu}}$ . Voiman suoruuden vaikutus on niin pieni, että sitä ei oteta huomioon varsinaisessa epävarmuuslaskennassa. Kaikki kolme epävarmuutta on esitetty taulukossa 3.

Taulukko 3. Epäkeskovetokokeeseen liittyvät mittausepävarmuuskomponentit

Epävarmuuden lähde	Epävarmuuden tyyppi	Jakauman tyyppi	Mittausepävarmuus
Voima-anturin lukeman epävarmuus	B	Normaali	Korjauskaavalla korjatun voiman keskihajonta $\pm 0,0577 \text{ kN}$
Ruuvien aksiaalivoiman venymäliuskamittauksen sovitustermien epävarmuudet	B	Normaali	Kulmakerroin: $\pm 6,9474 \cdot 10^{-7} \frac{\text{kN}}{\mu\text{m}}$ Vakiotermi: $\pm 6,9184 \cdot 10^{-4} \text{ kN}$
Voiman pystysuoruus, geometriasta	B	Tasa	Merkityksetön

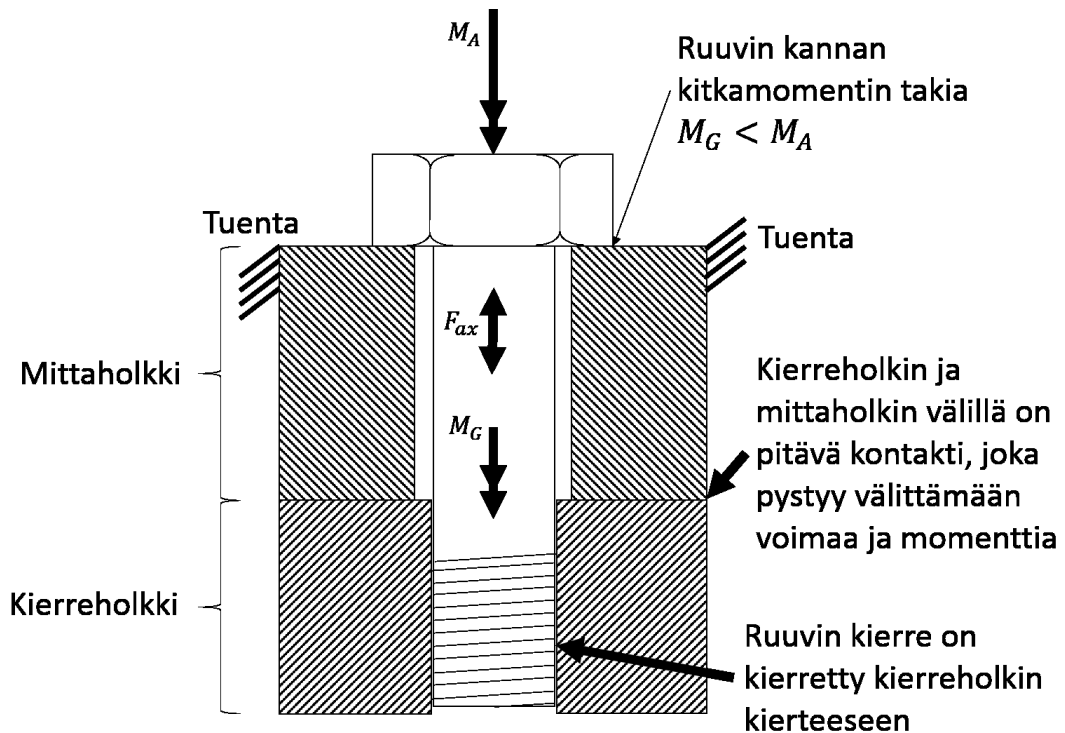
## 4.2 Vääntökiristyskoe

### 4.2.1 Yleistä

Vääntökiristyskokeen tavoitteena on määrittää kitkakertoimia ruuvien kannan alla ja ruuvien kierteessä vääntökiristuksen aikana. Näitä kitkakertoimia käytetään laskettaessa tietyn esijännitysvoiman saavuttamiseksi tarvittavaa kiristysmomenttia, kuten luvussa 2.6 on selitetty. Lisäksi kierteen kitkakerrointa tarvitaan laskettaessa ruuvissa vaikuttavaa leikkausjännitystä (kaava (5)). Kokeessa käytetään eri kokoisia ruuveja sekä erilaisia voiteluaineita kierteessä ja kannan alla. Vääntökiristyskokeella saadaan myös tietoa siitä, kuinka suurta kitkakerrointen hajonta on ja kuinka tarkka kiristysmenetelmä vääntämällä kiristäminen siten on.

Ruuvien kitkakerrointen mittaamista käsittelee standardi ISO 16047:2005 [25], jossa esitetyt kitkakerrointen laskentakaavat voisi johtaa myös luvun 2.6 kiristysmomenttikaavoista. Peruseriaatteena on, että kierteen ja kannan kitkakerrointen määrittämiseksi pitää vääntökiristuksen aikana mitata kolmea suuretta: ruuvissa vaikuttava aksiaalivoima  $F_{ax}$ , ruuvien varressa vaikuttava vääntömomentti  $M_G$  sekä ruuvien kannan kitkamomentti  $M_K$ , joka nyt lasketaan kaavan (10) avulla kokonaiskiristysmomentin  $M_A$  ja ruuvien varren vääntömomentin erotuksena. [25]

Kuvassa 24 on selvennetty käytettyä mittausmenetelmää. Kuvassa 24 esitetty kappeleen läpi ruuvattu ruuvi, jota kiristetään vääntämällä. Kuvaan on merkitty edellisessä kappaleessa mainitut, kitkakerrointen määrittämiseksi tarvittavat suuret  $M_G$ ,  $F_{ax}$  ja  $M_A$ .

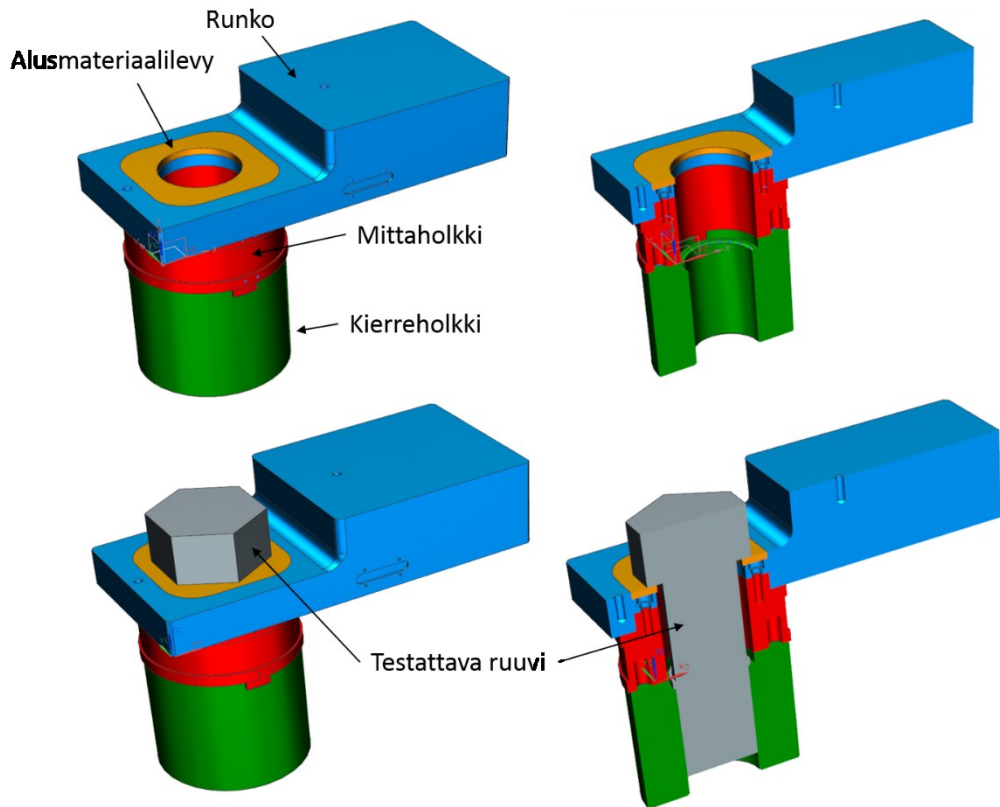


Kuva 24. Ruuvien kierteen ja kannan määrittämiseksi tarvittavat mitattavat suureet.

Kuvasta 24 nähdään, että pultin varressa vaikuttava momentti  $M_G$  sekä voima  $F_{ax}$  siirtyvät ruuvien kierteen kautta kierreholkkiin, ja siitä edelleen mittaholkkiin. Koska kierreholkki ja mittaholkki yhdistelmä ei ole alapäästään mitenkään tuettu, vastaa mittaholkissa vaikuttava aksiaalivoima suuruudeltaan ruuvissa vaikuttavaa aksiaalivoimaa ja vastaavasti mittaholkissa vaikuttava vääntömomentti vastaa suuruudeltaan ruuvien varressa vaikuttavaa vääntömomentti  $M_G$ . Näin ollen momenttia  $M_G$  tai  $F_{ax}$  ei tarvitse mitata suoraan tutkittavasta ruuvista, vaan voidaan mitata mittaholkissa vaikuttava voima ja momentti.

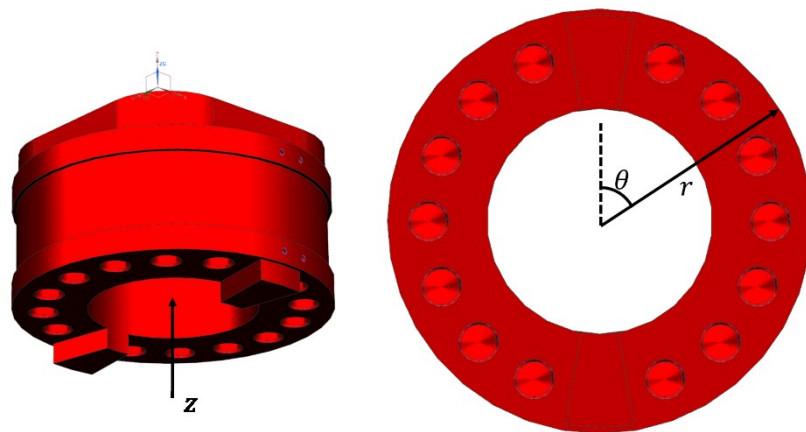
Vääntökiristyskoetta varten suunniteltiin ja valmistettiin vääntökiristysmittalaite, joka vastaa periaatteeltaan kuvaa 24. Toteutettu vääntökiristysmittalaite on esitetty kuvassa 25. Mittalaitteen päämitat on esitetty liitteessä 2. Toteutetun mittalaitteen mittaholkki vastaa toimintaperiaatteeltaan kuvan 24 mittaholkkia. Mittaholkissa vaikuttava aksiaalivoima ja vääntömomentti mitattiin mittaholkin ulkopintaan asennetuilla venymäliuskoilla. Momentin  $M_G$  ja voiman  $F_{ax}$  lisäksi tarvittavaa kolmatta suuretta, eli kokonaiskiristysmomenttia  $M_A$  ei varsinaisesti mitattu, vaan sen arvona mittausten analyysivaiheessa käytettiin kokeissa käytettyyn hydrauliseen momenttiavaimeen asetettua momenttia.





Kuva 25. Vääntökiristysmittalaitteen komponentit sekä leikkaus sisärakenteen näyttämiseksi.

Vääntökiristysmittalaitteen mittaholkki on esitetty tarkemmin kuvassa 26. Kuvassa on myös esitetty mittaholkin polaarikoordinaatisto  $\theta, r, z$ . Z-akselin ympäri vääntävän vääntömomentin ja Z-akselin suuntaisen voiman mittaamista mittaholkilla voidaan lähestyä palkkimallin avulla. Jos ajatellaan mittaholkia hyvin lyhyenä palkkina, on sen venymä  $\varepsilon_{zz}$  verrannollinen Z-akselin suuntaiseen voimaan ja leikkausvenymä  $\gamma_{\theta z}$  on verrannollinen Z-akselin ympäri vaikuttavaan vääntömomenttiin. Tietenkin mittaholkki on hyvin kaukana ideaalisesta palkista, mutta epäideaalisuuksien kompensoimiseksi mittalaitteelle suoritettiin kalibrointi vääntömomentin ja voiman suhteen.



Kuva 26. Yleiskuva M100-mittaholkista. Kuvassa myös mittaholkin polaarikoordinaatisto  $\theta, r, z$ .



Leikkausvenymä  $\gamma_{\theta z}$  mitattiin luvussa 3.5.3 selostetun kaltaisella kokosiltakytkennällä, jossa käytetään haluttuun koordinaatistoon nähden  $-45^\circ$  ja  $45^\circ$  kulmissa olevia venymäliuskoja.

Instrumentoitua holkkia on käytetty muissakin tutkimuksissa ruuvien aksiaalivoimien mittaamiseen. Usein näissä instrumentoitua holkkia ei ole kalibroitu, vaan holkissa vaikuttava voima on laskettu analyttisesti. [26] [11] Tässä työssä kalibrointi kuitenkin suoritetaan paremman mittaustarkkuuden ja tulosten luotettavuuden saavuttamiseksi.

Kun kaikki kolme tarvittavaa suuretta ( $F_{ax}$ ,  $M_G$  ja  $M_A$  tai  $M_K$ ) on mitattu, voidaan ruuvin kierteen ja kannan kitkakertoimet laskea standardin mukaisilla kaaviolla. ISO 16047:n mukaisesti kierteen kitkakerroin  $\mu_G$  on [25]

$$\mu_G = \frac{\frac{M_G}{F_{ax}} - \frac{P}{2\pi}}{0,577d_2} \quad (44)$$

jossa  $M_G$  on kierteen vääntömomentti,  $F_{ax}$  on ruuvin aksiaalivoima,  $P$  on kierteen nousu ja  $d_2$  on kierteen kylkihalkaisija. Kannan kitkakerroin  $\mu_K$  puolestaan on [25]

$$\mu_K = \frac{M_K}{0,5D_{Km}F_{ax}} \quad (45)$$

jossa  $D_{Km}$  on ruuvin kannan alle jäävän kontaktialueen keskihalkaisija,  $F_{ax}$  on ruuvissa vaikuttava aksiaalivoima ja  $M_K$  on kannan kitkamomentti, joka edellä selitetyn mukaisesti lasketaan nyt kokonaiskiristysmomentin  $M_A$  ja ruuvin varren vääntömomentin  $M_G$  avulla kaavalla

$$M_K = M_A - M_G \quad (46)$$

Mittaholkkeja suunniteltiin ja valmistettiin kaksi eri kokoista eri kokoisten ruuvien testaamiseksi. Suurempi mittaholkki on sopiva M100-ruuvien testaamiseen ja pienempi M30-ruuvien testaamiseen.

Vääntökiristysmittalaitteen runko ja mittaholkki muodostavat kiinteän kokonaisuuden, jota ei tarvitse purkaa muulloin kuin testattavaa ruuvikoko vaihdettaessa. Näiden kahden komponentin lisäksi vääntökiristysmittalaitteeseen (kuva 25) kuuluu kaksi muuta vaihdettavaksi suunniteltua osaa: kierreholkki, jossa on sisäpuolinen kierre johon testattava ruuvi kierretään ja alusmateriaalilevy, joka on ruuvin kannan alle jäävä osa. Nämä osat ovat vaihdettavia kolmesta syystä: ensinnäkin ne ovat kontaktissa testattavien ruuvien kanssa ja ne ovat siten kuluvia osia. Niinpä ne pitäisi vaihtaa joka tapauksessa jossain vaiheessa. Toiseksi,

oletettavasti mitatut kitkakertoimet voivat vaihdella asennuskertojen funktiona [11]. Vaihdeettavilla osilla toistomittauksissa saadaan helposti suoritettua useita toistoja, jotka vastaavat uusia ja käyttämättömiä komponentteja. Viimeisenä syynä vaihdettavuulle on se, että näin mittapenkki on helposti laajennettavissa eri kokoisille ruuveille: esimerkiksi M30-mittaholkilla voisi tutkia M24-kokoisia ruuveja valmistamalla M24-kierreholkkeja ja M24-ruuvien vapaareiällä varustettuja alusmateriaalilevyjä. Laajennettavuus toimii kuitenkin vain tietyissä rajoissa, koska hyvin paljon mittaholkkien nimelliskokoa pienemmät ruuvit eivät tuota mittaholkin kannalta järkevän suuruisia kuormia.

Kannan ja kierteen kitkakertoimet ovat toisistaan riippumattomia, joten yhdellä toistolla voi selvittää sekä kierteen kitkakertoimen tietyllä voitelulla että kannan kitkakertoimen tietyllä voitelulla. Riippumattomuus johtuu siitä, että kyse on fyysisesti pintojen välissä vaikuttavasta kertoimesta: toisen pinnan muutos ei muuta toista pintaa.

Vääntökiristysmittapenkin vääntömomenttikalibrointi suoritettiin Espoon Otaniemessä Aalto-yliopiston lujuusopin laboratoriolle 23.2.2015. Muilta osin mittaukset suoritettiin ABB Oy:n tuotantotiloissa Helsingin Vuosaarella 8.4.2015 – 13.4.2015.

#### 4.2.2 Venymäliuskojen paikat mittaholkeissa

Mittaholkkien venymäliuskojen paikat valittiin FEM-analyysin perusteella. FEM-analyysiin käytettiin NX-ohjelmiston 8.0-versiota. Ratkaisijana käytettiin NX Nastran 8.1 –ratkaisijan lineaarista SOL101-ratkaisutyyppiä.

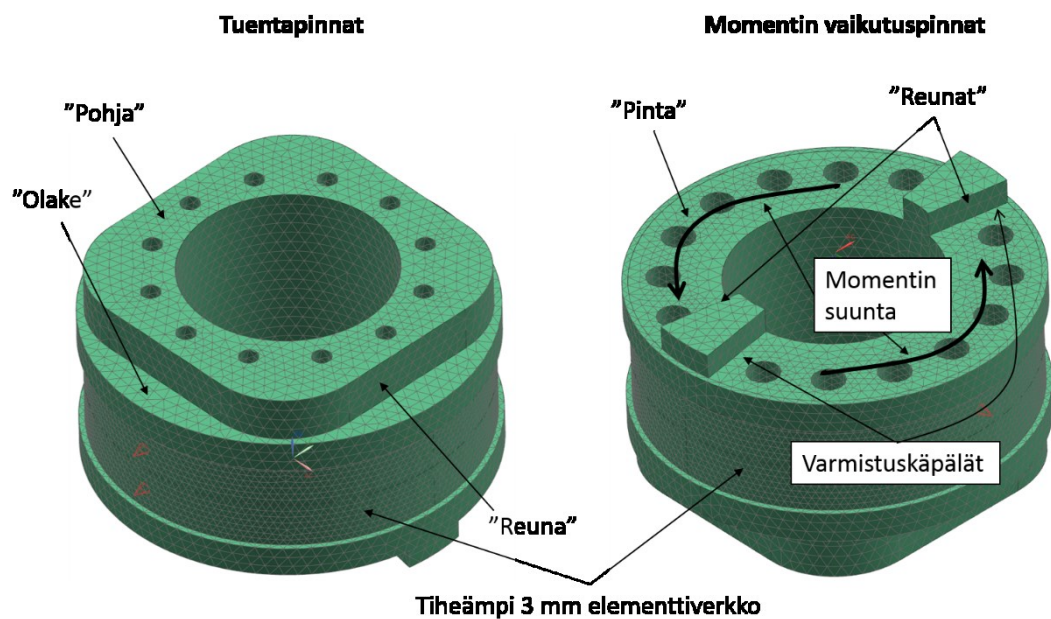
Venymäliuskojen paikkojen optimoinnille on kaksi tärkeää syytä. Ensinnäkin, alustavien FEM-analyysien perusteella venymäkenttä mittaholkin ulkopinnassa on herkkä sille, kuinka momentti siirtyy kierreholkista mittaholkin pätyyn. Siksi venymäliuskojen paikat on pyrittävä valitsemaan sellaisiksi, että mitatut venymät muuttuisivat mahdollisimman vähän, kun samansuuruinen vääntömomentti tuodaan mittaholkin päähän hieman eri tavoilla.

Toiseksi, mittalaitteiston kannalta saadaan parempi herkkyys aksiaalivoiman ja vääntömomentin mittauksille, kun venymäliuskat ovat sellaisilla paikoilla, joissa venymät ovat suhteellisesti suuret.

Venymäliuskojen paikoitusprosessi eteni seuraavasti: Ensin FEM-analyysin avulla valittiin venymäliuskoille sellaiset paikat, että venymät ovat mahdollisimman samanlaiset erilaisilla momentin tuontitavoilla. Seuraavaksi valitut paikat tarkastettiin riittävän venymätason suhteen.

M100-mittaholkin FEM-malli (kuva 27) koostui keskimäärin 7 mm kokoisista, 10-solmuisista tetraedrielementeistä. Mittaholkin ulkopinnalla venymäliuskojen

asennusalueella elementtikoko oli keskimäärin 3 mm. FEM-mallille laskettiin erilaisia kuormitustapauksia, joilla testattiin tuennan ja momentin tuontitapojen vaikutusta venymiin mittaholkin ulkopinnalla. Tuentana käytettiin jäykkää tuentaa, joka kohdistettiin kuvan 27 ja taulukon 4 mukaisille alueille. Momentti tuotiin mittaholkin päähän pinnoille jakautuneena voimana. Mittaholkkiin kohdistuvan momentin suuruus oli kaikissa kuormitustapauksissa sama, mutta pinnat, joille momentin muodostava voima jakautuu, vaihtelivat. Tuentapinnat ja momentin tuottavien voimien vaikutuspinnat on esitetty kuvassa 27 ja vastaavat kuormitustapaukset taulukossa 4.



Kuva 27. M100-mittaholkin FEM-mallin reunaehdot ja momentin vaikutusalueet. "Reunat"-alueella voima vaikutti kummankin kuvassa näkyvän varmistuskäpälän yhdellä ulkosivulla. Momentti ja reunaehdot vaikuttavat mittaholkin vastakkaisiin päätyihin.

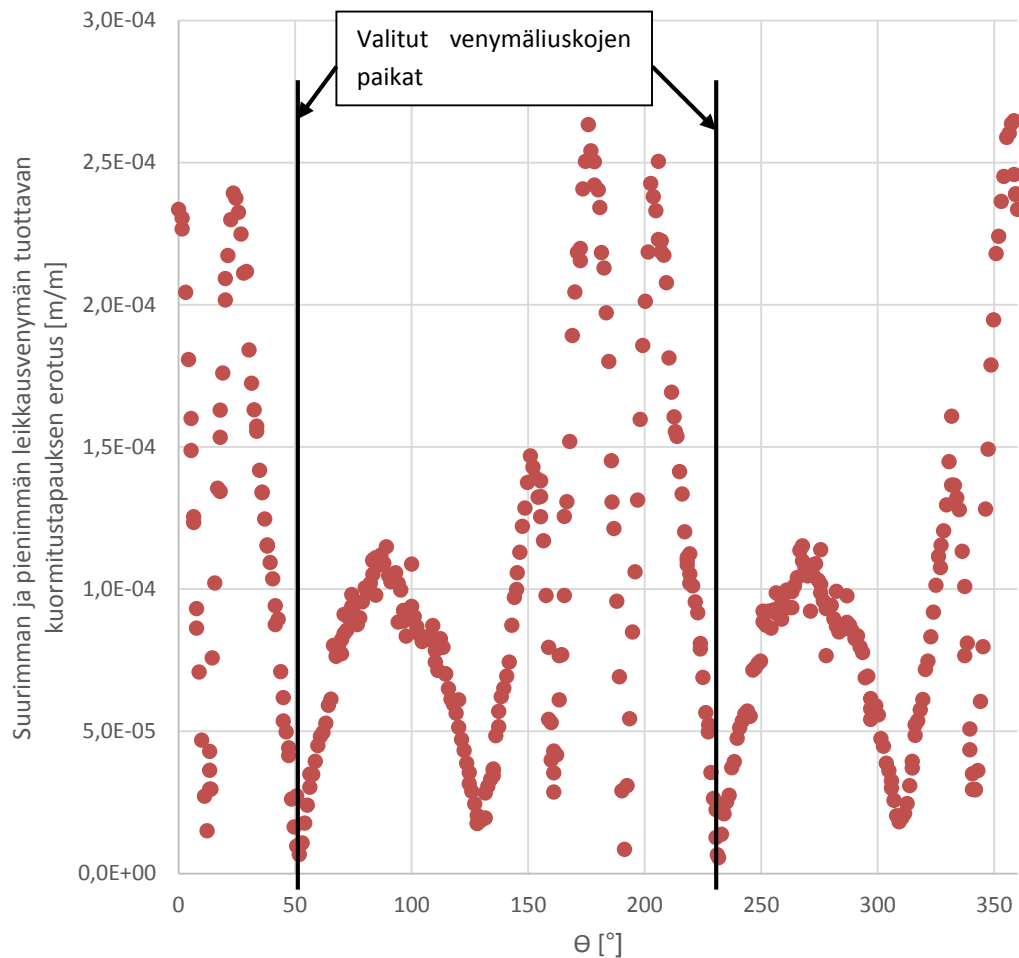
Tuennan vaikutusta tutkittiin, koska momenttikalibroinnin yhteydessä mittaholkki ei tukeudu kuvan 27 "olakkeen" alueelta mittalaitteen runkoon, mutta käyttötilanteessa näin voi käydä, koska ruuvien aksiaalivoima painaa mittaholkkia runkoon kiinni. Momentin tuontitapoja tutkittiin, koska normaaleissa kitkaolosuhteissa momentin oletetaan siirtyvän kitkalla kuvan 27 "pinnan" kautta, mutta jos kyseinen pinta on erityisen liukas, osa momentista voi siirtyä muotosulkeisesti kuvassa näkyvien varmistuskäpälien kautta.

Taulukko 4. M100-mittaholkin venymäliuskojen paikoituksessa käytetyn FEM-analyysin kuormitustapausten kuvaus

Kuormitustapaus	Tuentapinnat	Momentin vaikutuspinnat
1	Pohja, Reuna	Pinta
2	Pohja, Reuna	Reunat
3	Pohja, Reuna	Pinta, Reunat
4	Pohja, Reuna, Olake	Pinta
5	Pohja, Reuna, Olake	Reunat
6	Pohja, Reuna, Olake	Pinta, Reunat

FEM-analyysin tarkoitus oli löytää mittaholkkien ulkopinnalta sellaiset paikat, joissa leikkausvenymä  $\gamma_{\theta Z}$  pysyy mahdollisimman vakiona, kun samansuuruinen momentti tuodaan mittaholkin päätyyn eri pintojen kautta. Tämä vertailu toteutettiin tutkimalla yksittäisissä FEM-mallin solmuissa suurimman leikkausvenymän tuottavan kuormitustapauksen ja pienimmän leikkausvenymän tuottavan kuormitustapauksen venymien erotuksia. Venymäliuskojen paikoituksen suhteen ainoa vapausaste on venymäliuskojen asema mittaholkin ympäryssuunnassa eli kuvan 26 mukainen  $\theta$ -koordinaatti. Tilasyiden takia  $Z$ -akselin suunnassa paikoituksen optimointivaraa ei käytännössä ole, vaan venymäliuskat piti asentaa  $Z$ -suunnassa mittaholkin keskelle.

Kuvassa 28 on esitetty suurimman leikkausvenymän tuottavan kuormitustapauksen ja pienimmän leikkausvenymän tuottavan kuormitustapauksen venymien erotukset  $\theta$ -koordinaatin ilmaiseman aseman funktiona.  $\theta$ -akselin nollakohta on kuvissa 26 ja 27 näkyvän, sektorin muotoisen varmistuskäpälän keskikohdan kohdalla. Kuvasta 28 voidaan nähdä, että kohdassa  $\theta = 50^\circ$  leikkausvenymä vaihtelee vähiten momentin vaikutuspintojen vaihdellessa. Niinpä liuskat asennettiin noin  $45^\circ$ - $55^\circ$  kohdalle: koska kumpaankin kohtaan asennettiin kaksi liuskaa vierekkäin ja asennus on käsityötä, liuskat eivät ole tasan optimaalisessa  $50^\circ$  kohdassa. Vastaavasti puolet kokosillan liuskoista asennettiin  $180^\circ$  päähän ensimmäisistä liuskoista.

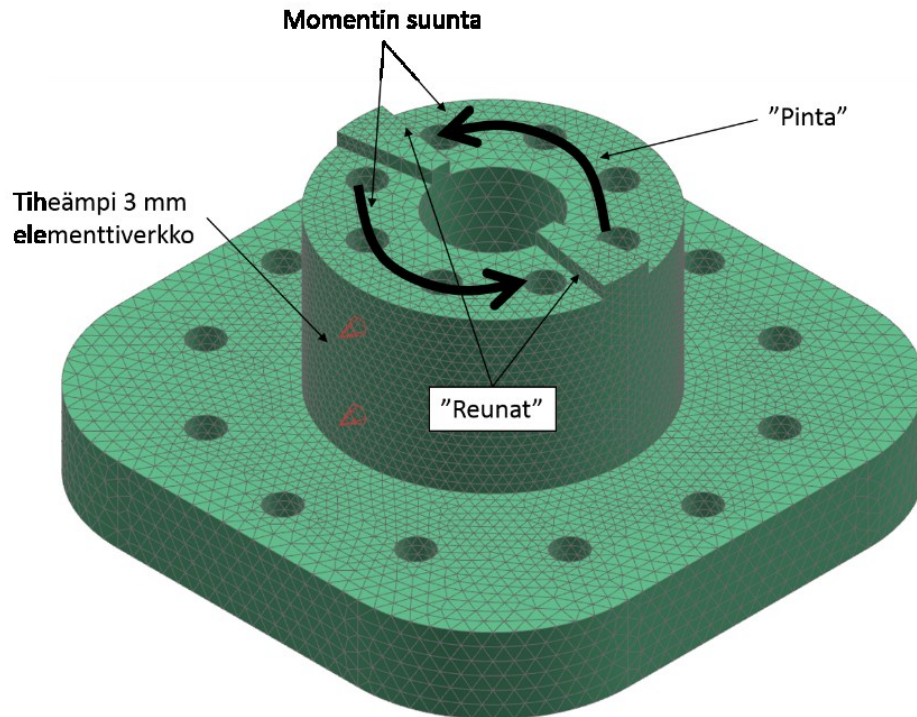


Kuva 28. Leikkausvenymän maksimin ja minimin ero eri kuormitustapauksissa M100-mittaholkin ulkopinnalla.

M30-mittaholkille tehtiin samanlainen tarkastelu, kuitenkin ilman rungon pään tuennan variointia, koska tällä pienemmällä mittaholkilla tuentaan ei liity samanlaista epäselvyyttä kuin M100-mittaholkilla. M30-mittaholkin FEM-mallin elementtiverkko koostuu keskimäärin 5 mm kokoisista 10-solmuisista tetraedri-elementeistä, poislukien mittaholkin putkimaisen osuuden ulkopinta, jossa elementtikoko oli keskimäärin 3 mm. Momentin tuontipinnat M30-mittaholkin päähän on esitetty kuvassa 29 ja kuormitustapaukset taulukossa 5.

Taulukko 5. M30-mittaholkin venymäliuskojen paikoituksessa käytetyn FEM-analyysin kuormitustapausten kuvaus

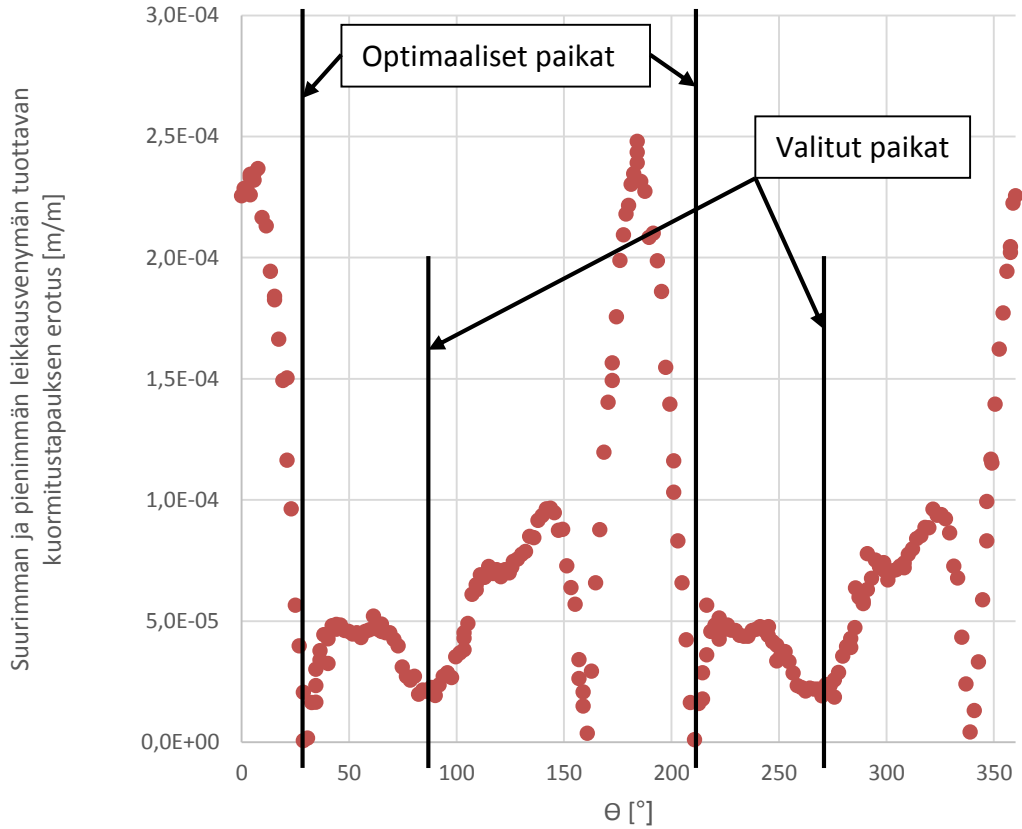
Kuormitustapaus	Momentin vaikutuspinnat
1	Pinta
2	Reunat
3	Pinta, Reunat



Kuva 29. M30-mittaholkin momentin vaikutusalueet. "Reunat"-alueella voima vaikutti kummankin kuvassa näkyvän varmistuskäpälän yhdellä ulkosivulla.

Vastaavasti kuin M100-mittaholkilla, kuvassa 30 on esitetty suurimman leikkausvenymän tuottavan kuormitustapauksen ja pienimmän leikkausvenymän tuottavan kuormitustapauksen venymien erotukset  $\theta$ -koordinaatin ilmaiseman aseman funktiona. M30-mittaholkilla  $\theta$ -koordinaatin nollakohta on vastaavassa paikassa kuin M100-mittaholkillakin.

Kuvasta 30 nähdään, että paras paikka venymäliuskoille olisi noin kohdassa  $\theta = 30^\circ$ .  $30^\circ$  kohta on kuitenkin riskialtis: jos venymäliuska menee hiemankaan sivuun halutusta paikasta, kuten käsityönä liuskoja asennettaessa lähes varmasti tapahtuu, kasvaa eri momentin tuontitapojen välisien leikkausvenymien ero voimakkaasti tämän pisteen ympäristössä. Niinpä liuskojen asennuspaikaksi valittiinkin  $90^\circ$  kohta, joka on keskihajonnan suhteen toiseksi paras paikka, ja kyseinen paikka ei ole niin herkkä pienelle venymäliuskan sijainnin virheelle. Myös M30-mittaholkilli puolet kokosillan liuskoista asennettiin  $180^\circ$  päähän ensimmäisistä liuskoista.



Kuva 30. Leikkausvenymän maksimin ja minimin ero eri kuormitustapauksissa M30-mittaholkin ulkopinnalla.

#### 4.2.3 Mittalaitteen kalibrointi

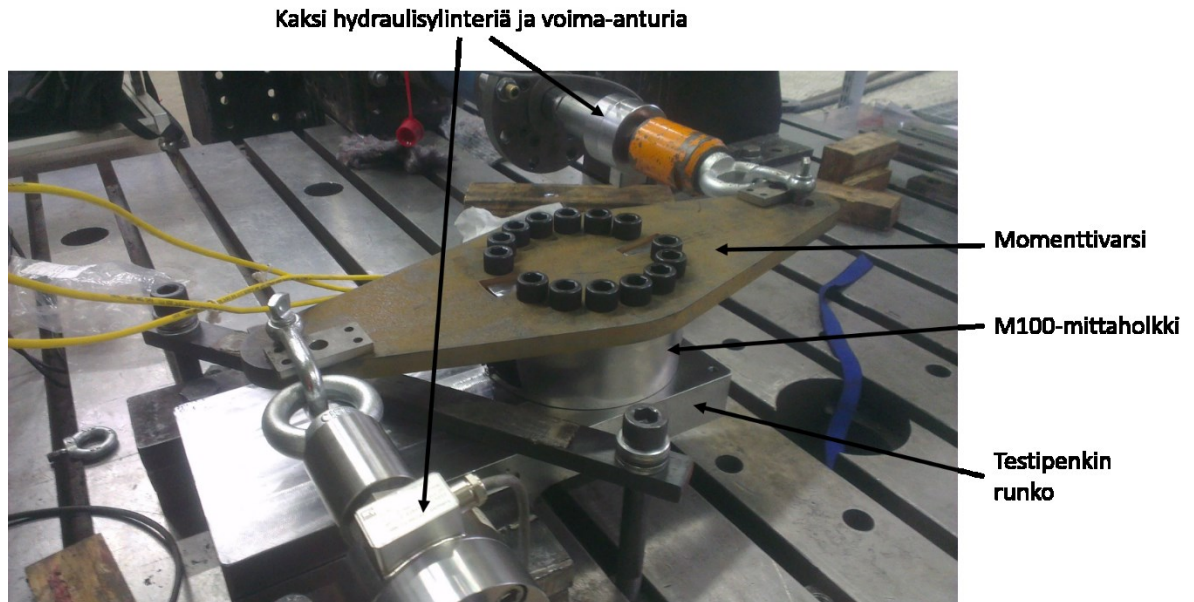
Sekä M100- että M30-mittaholkille tehtiin voima- ja vääntömomenttikalibrointi. Vääntömomenttikalibrointi suoritettiin tuottamalla mittaholkkiin vääntömomentti momenttivarren kautta vaikuttavalla voimaparilla. Kun momenttivarren mitat ja varteeseen vaikuttavat voimat tiedetään, voidaan vääntömomentti laskea. Voimaparin voimat ovat tiedettyjä, koska voimat tuotettiin hydraulisylintereillä, joihin oli kytketty voima-anturit.

Kalibroinnin tavoitteena on ratkaista kaavan (47) kalibrointikertoimet  $C_{11}$ ,  $C_{12}$ ,  $C_{21}$  ja  $C_{22}$ . Kun kalibrointikertoimet on ratkaistu, voidaan niitä käyttää kaavassa (48) varsinaisissa mittauksissa aksiaalivoiman ja kierteen momentin määrittämiseksi. Ideaalisessa tapauksessa ristitermit  $C_{12}$  ja  $C_{21}$  olisivat nollia. Käytännössä niin ei kuitenkaan ole mahdollisten venymäliuskojen kulmavirheiden ja kappaleen epäideaalisen geometrian takia.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{\theta z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{ax} \\ M_G \end{bmatrix} \quad (47)$$

$$\begin{bmatrix} F_{ax} \\ M_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{\theta z} \end{bmatrix} \quad (48)$$

Mittaholkkien momenttikalibrointi suoritettiin Aalto-yliopiston lujuusopin laboratoriossa Espoon Otaniemessä 23.3.2015. Käytetty mittausvahvistin oli tyypiltään HBM QuantumX. Voima-anturit olivat HMB U2AD1 –tyyppisiä voima-antureita, joiden kapasiteetti on 5 tonnia.



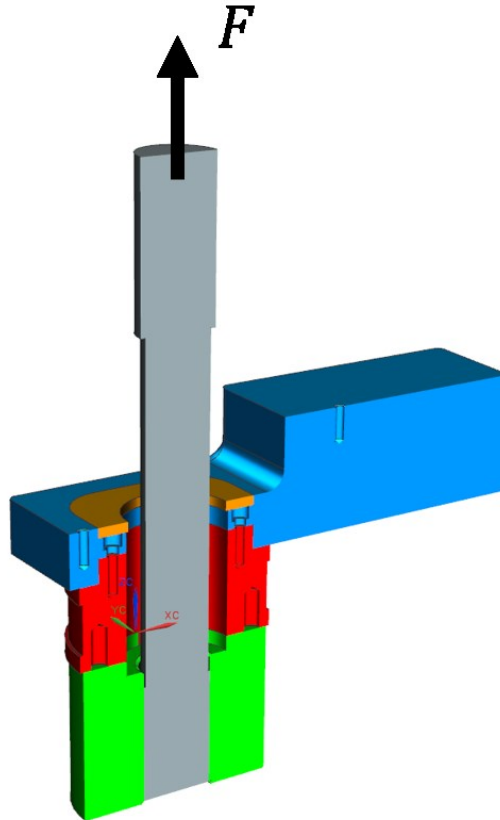
Kuva 31. M100-mittaholkin momenttikalibrointijärjestely. Kahdella hydraulisylinterillä tuotettiin voimapari, joka puolestaan tuotti mittaholkiin momentin momenttivarren välityksellä

Alustavien FEM-analyysien perusteella mittaholkit ovat herkkiä sille, millä tavalla momentti tuodaan holkin päähän. Niinpä kalibrointitilanteen ja varsinaisen mittaustilanteen pitäisi vastata toisiaan mahdollisimman hyvin. Mittaustilanteessa mitta- ja kierreholkkien välisten kitkaolosuhteiden oletetaan olevan sellaiset, että momentti siirtyy mittaholkiin holkkien välisen kontaktipinnan kautta kitkan välityksellä. Momentin siirtymiseen mittaustilanteessa ei järkevin keinoin voi vaikuttaa, mutta momentin tuontitapaan kalibrointitilanteessa voidaan vaikuttaa. Niinpä kalibrointitilanne pitää tuoda mahdollisimman lähelle mittaustilannetta. Kalibrointijärjestely suunniteltiin sellaiseksi, että momentti siirtyy kalibroinnissa käytettävästä momentivarresta mittaholkiin kontaktipinnan välityksellä. Kontaktipinta tarkoittaa kuvassa 27 näkyvää ”pinta”-nimistä momentin vaikutusalueetta. Tämän takia momenttivarret ovat ruuviliitoksilla kiinni mittaholkeissa, jolloin momentti siirtyy kitkalla kontaktipinnan kautta myös kalibrointitilanteessa.

Myös aksiaalivoimakalibroinnissa tavoitteena oli saada kalibrointitilanne mahdollisimman samanlaiseksi kuin mittaustilanne. Mittaustilanteessa aksiaalivoima siirtyy ruuvin kierteen kautta kierreholkiin ja siitä edelleen mittaholkin päähän. Ruuvin ja perusaineen kierteen välillä suurin osa voimasta siirtyy ensimmäisten kierrekierrosten matkalla [7, 189]. Jotta kalibrointitilanne vastaisi mahdollisimman tarkasti varsinaista mittaustilannetta, tulee aksiaalivoimakalibrointi tehdä siis siten,



että kuorma tuodaan kierreholkin kierteen kautta mittaholkin päähän. Voimakalibrointi suoritettiin kiertämällä kierreholkkeihin testattavien ruuvien paikalle vaarnaruuvi. Kalibrointivoima tuotettiin vetämällä vaarnaruuvia tunnetulla voimalla luvussa 2.5 kuvatus kaltaisella hydraulisella vetotyökalulla, joka tukeutui mittalaitteen rungon yläpintaan. Voimakalibroinnin periaate on esitetty kuvassa 32. Myös M30-mittaholkki kalibroitiin vastaavalla tavalla.



Kuva 32. M100-mittaholkin voimakalibroinnin periaate.

Momenttikalibroinnissa voima oli nolla ja voimakalibroinnissa momentti oli nolla, joten kalibrointikertoimet  $C_{11}$ ,  $C_{12}$ ,  $C_{21}$  ja  $C_{22}$  saatiin ratkaistua. Käytetyt kalibrointivoimat ja –momentit on esitetty taulukossa 6. Kalibrointijärjestelyjen heikko kohta oli se, että joidenkin kuormitusten osalta kalibrointikuormitukset jäivät pienemmiksi kuin mittaustilanteen kuormitukset. Mittaustilanteessa joudutaan siis ekstrapoloimaan kalibrointikuormia, mikä johtaa lisämittaasepävarmuuteen, jonka määrää on vaikea arvioida.

Taulukko 6. Vääntökristysmittalaitteen kalibrointisarja

Mittaholkki	Kalibrointi	F [N]	M [Nm]
M30	Voimakalibrointi	$\approx 300 \text{ kN}$	0
M30	Momenttikalibrointi	0	$\approx 1600 \text{ Nm}$
M100	Voimakalibrointi	$\approx 2500 \text{ kN}$	0
M100	Momenttikalibrointi	0	$\approx 10000 \text{ Nm}$

#### 4.2.4 Koesarjat

Koesarjat sisältävät kaksi eri ruuvikokoa: M30 ja M100. Ruuvikoot on valittu sillä perusteella, että molemmat koot ovat sellaisia, että niitä käytetään ruori-potkurilaitteiden voimaliitoksissa. Sama perustelu koskee koesarjan koostumusta yleisemminkin: käytetyt voiteluaine- ja materiaaliyhdistelmät on valittu siten, että tuloksista on hyötyä käytännön kannalta. Kokeissa käytetty M30-ruuvien kiristysmomentti oli 1450 Nm ja M100-ruuvien 33600 Nm. Koesarjojen tarkka kuvaus on esitetty taulukossa 7.

Vaikka tämä työ on rajattu kattamaan ruuviliitosten elinkaaren alkutilanteen, sisältää vääntökiristystestin koesarja myös kokeita, joissa samaa ruuvia kiristetään ja avataan useita kertoja. Tällä simuloidaan tilannetta, jossa esimerkiksi huoltotöiden yhteydessä jokin liitos avattaisiin ja koottaisiin uudelleen käyttäen alkuperäisiä ruuveja. Vaikka huoltotöiden yhteydessä ei enää olla alkuperäisen ruuviliitoksen elinkaaren alussa, voidaan katsoa, että avattaessa ja kiristettäessä ruuvit uudelleen syntyy uusi liitos. Näiden uusintakiristystestien tarkoituksena on tutkia, voidaanko tämän uuden liitoksen kiristysmomenttia laskettaessa käyttää alkuperäisiä kitkakerrointen arvoja, vai muuttuvatko kitkaominaisuudet useiden asennuskertojen myötä.

Taulukko 7. Vääntökiristyskokeen koesarjat

Koesarja	Ruuvinkoko	Kierteen voitelu	Kannan voitelu	Toistot
Sarja 1	M100	Molykote 1000	Molykote 1000	Ruuvi kiristetään kerran, minkä jälkeen vaihdetaan ruuvi, kierreholkki ja alusmateriaalilevy. Viisi ruuvia, yhteensä viisi toistoa.
Sarja 2	M30	Molykote 1000	Molykote 1000	Ruuvi kiristetään viisi kertaa, minkä jälkeen vaihdetaan uusi ruuvi, joka kiristetään kerran. Seuraavaksi vaihdetaan ruuvi ja myös kierreholkki ja alusmateriaalilevy. Kierreholkin ja alusmateriaalilevyn vaihtoa joka toisella ruuvilla jatketaan sarjan loppuun saakka. Kymmenen ruuvia, yhteensä 30 toistoa.
Sarja 3	M30	Loctite 243	Toimitustila	Ruuvi kiristetään kaksi kertaa, minkä jälkeen vaihdetaan ruuvi, kierreholkki ja alusmateriaalilevy. Viisi ruuvia, yhteensä kymmenen toistoa.
Sarja 4	M30	Öljytty	Öljytty	Ruuvi kiristetään viisi kertaa, minkä jälkeen vaihdetaan uusi ruuvi, joka kiristetään kerran. Seuraavaksi vaihdetaan ruuvi ja myös kierreholkki ja alusmateriaalilevy. Kierreholkin ja alusmateriaalilevyn vaihtoa joka toisella ruuvilla jatketaan sarjan loppuun saakka. Kymmenen ruuvia, yhteensä 30 toistoa.
Sarja 5	M30	Toimitustila	Nord-Lock	Yksi ruuvi kiristetään viisi kertaa, minkä jälkeen vaihdetaan uusi ruuvi ja Nord-Lock-lukitusaluslevy. Uusi ruuvi kiristetään kerran, minkä jälkeen vaihdetaan ruuvi, Nord-Lock-lukitusaluslevy, kierreholkki ja alusmateriaalilevy. Kierreholkin ja alusmateriaalilevyn vaihtoa joka toisella ruuvilla jatketaan sarjan loppuun saakka. Kuusi ruuvia, yhteensä 18 toistoa.

#### 4.2.5 Mittausepävarmuus

Kalibroinnissa käytettyjen voimamittausten epävarmuudet aiheuttavat kalibroitokertoimiin  $C_{11}$ ,  $C_{12}$ ,  $C_{21}$  ja  $C_{22}$  epävarmuuksia, joita ei tarvitse kuitenkaan eksplisiittisesti ratkaista, koska MCM-analyysin avulla kalibroitimittausten epävarmuudet tulevat otetuiksi huomioon.

Momenttikalibroinnissa voimapari tuotettiin kahdella hydraulisylinterillä, joten myös voima-antureita oli kaksi. Ensimmäisen voima-anturin kalibroitodistuksen mukaan voiman 95 % luottamusväli on  $\pm 0,0963$  kN, kun mitattua voimaa on korjattu korjausyhtälöllä  $F_{\text{todellinen}} = cF_{\text{mitattu}} + b$  käyttäen kalibroitodistuksessa mainittuja korjauskertoimien  $c$  ja  $b$  arvoja. Vastaavaksi keskihajonnaksi voidaan olettaa  $\pm \frac{0,0963 \text{ kN}}{1,96} \approx \pm 0,0491$  kN [19, s. 12].

Momenttikalibroinnissa käytetylle toiselle vastaavalle voima-anturille oli saatavilla kalibroitodistus, joka kattoi vain puristuskuormituksen, kun nyt voima-anturia käytettiin vetävän voiman mittaamiseen. Niinpä tämän toisen voima-anturin mittausepävarmuutta arvioitiin anturin valmistajan datalehden perusteella, jonka mukaan mitatun voiman epävarmuus on  $\pm 0,2$  % [27]. Tällä tavoin ilmaistua epävarmuutta voidaan kuvata tasajakaumana, jonka rajat ovat tässä tapauksessa  $\pm 0,2$  % [19, s. 13].

Voimakalibroinnissa käytetyn hydraulisen työkalun hydraulipumpun painemittarin näyttämän virhe on kalibroitodistuksen mukaan enintään  $\pm 26$  bar. Varsinaisissa mittauksissa käytettiin kahta hydraulista momenttiavainta, joiden momenttien suurimmat poikkeamat ovat kalibroitodistusten mukaan  $\pm 658$  Nm (M100-ruuvien kanssa käytetty väännin) ja  $\pm 56$  Nm (M30-ruuvien kanssa käytetty väännin). Kaikki mittausepävarmuuskomponentit on esitetty taulukossa 8.

Taulukko 8. Vääntökiristyskokeeseen liittyvät mittausepävarmuuskomponentit

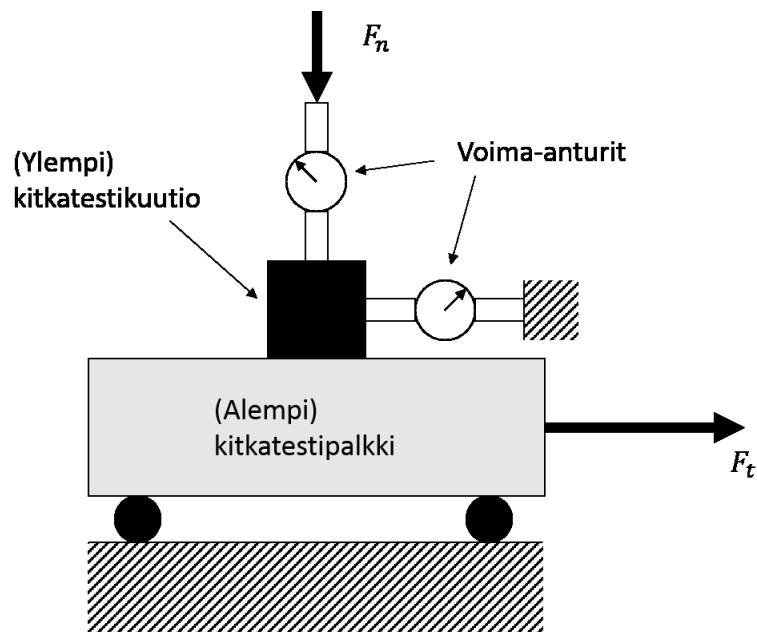
Epävarmuuden lähde	Epävarmuuden tyyppi	Jakauman tyyppi	Mittausepävarmuus
Momenttikalibroinnissa käytetyn voima-anturin epävarmuus (anturi 1)	B	Normaali	Korjauskaavalla korjatun voiman keskihajonta $\pm 0,0491$ kN
Momenttikalibroinnissa käytetyn voima-anturin epävarmuus (anturi 2)	B	Tasa	Mitatun voiman virhe välillä $\pm 0,2$ %
Voimakalibroinnissa käytetyn hydraulipumpun painemittarin epävarmuus	B	Tasa	Mitatun paineen virhe välillä $\pm 26$ bar
Hydraulivääntimen momentin epävarmuus (M100)	B	Tasa	Momentin virhe välillä $\pm 658$ Nm
Hydraulivääntimen momentin epävarmuus (M30)	B	Tasa	Momentin virhe välillä $\pm 56$ Nm

### 4.3 Lepokitkakoe

#### 4.3.1 Yleistä

Lepokitkakokeella on tarkoitus määrittää kappaleiden välisiä lepokitkakertoimia. Lepokitkakertoimia käytetään ruuvilaskennan kitkalaskentavaiheessa. Kappaleiden välisen kitkakertoimen arvo vaikuttaa liitoksen kykyyn kantaa leikkausvoimaa.

Koejärjestely on paranneltu versio aiemmin tehdyn tutkimuksen [28] koejärjestelystä. Koejärjestelyn periaate on esitetty kuvissa 33 ja 34. Koejärjestely koostuu kahdesta varsinaisesta koekappaleesta: ylempään pieneen koekuutioon kohdistetaan vakiovoima, joka on kitkakertoimen määrittämisessä käytettävä normaalivoima. Alempaa palkkimaista kappaletta vedetään nousevalla voima-rampilla, kunnes kappale lähtee liikkelle. Liike pysäytetään siirtymää valvomalla: kun alempi palkki on liikkunut 5 mm, laitteistoa ohjaava tietokone palauttaa  $F_t$ :n ohjearvon alkutilaan eli nolnaan. Ylempi kuutio on tuettu keuhikolla, joka pitää kuution paikoillaan. Tukikehikko puolestaan tukeutuu voima-anturiin, jolloin alempaa kappaletta liikautettaessa kitkavoima vastaa suuruudeltaan voima-anturin tukivoimaa.



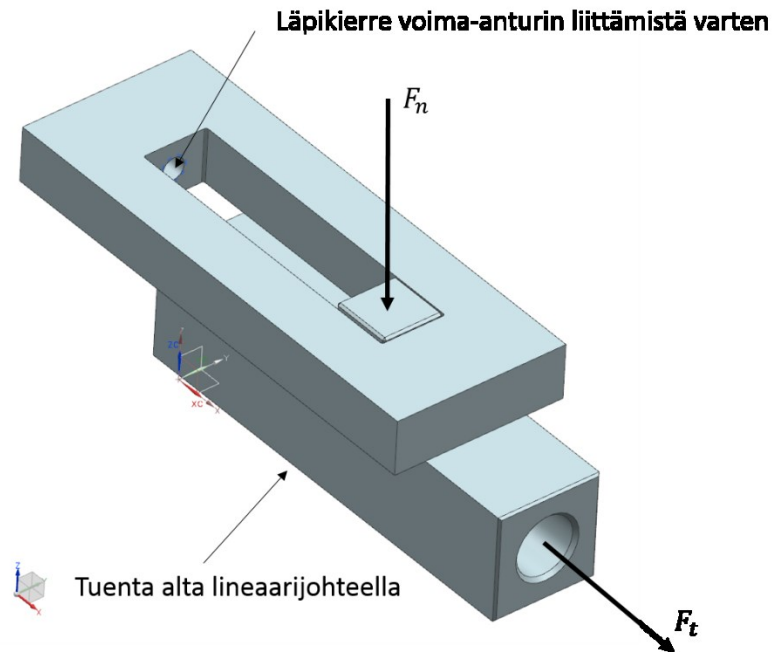
Kuva 33. Periaatekuva kitkakokeen koemenetelmästä

Koesarjat koostuvat kolmesta materiaalien perusyhdistelmästä: teräs-teräs, teräs-teräs&tiivisteaine, teräs-valurauta. Kaikki alemmat kitkatestipalkit olivat materiaaaliltaan 42CrMoS4-nuorrutusterästä. Ylempiä kitkatestikuutioita oli kahta materiaalia: teräksiset olivat S355-rakenneterästä ja valurautaiset GJS500-7-valurautaa.

Koesarjoihin kuuluu erilaisia koneistuskuvioden yhdistelmiä. Kitkatestikuutioiden kullakin pinnalla koneistusnaarmut olivat yhdensuuntaisia. Kitkatestipalkkeja oli kahdenlaisia. Ensimmäisessä palkkityypissä koneistusnaarmut olivat kappaleen pituussuuntaisia ja toisessa tyypissä naarmut olivat suorassa kulmassa kappaleen pituusakseliin nähden. Näistä kappaleista saatiin muodostettua kolme erilaista yhdistelmää koneistuskuvioden suuntien kannalta. Kolme yhdistelmää on selitetty taulukossa 9.

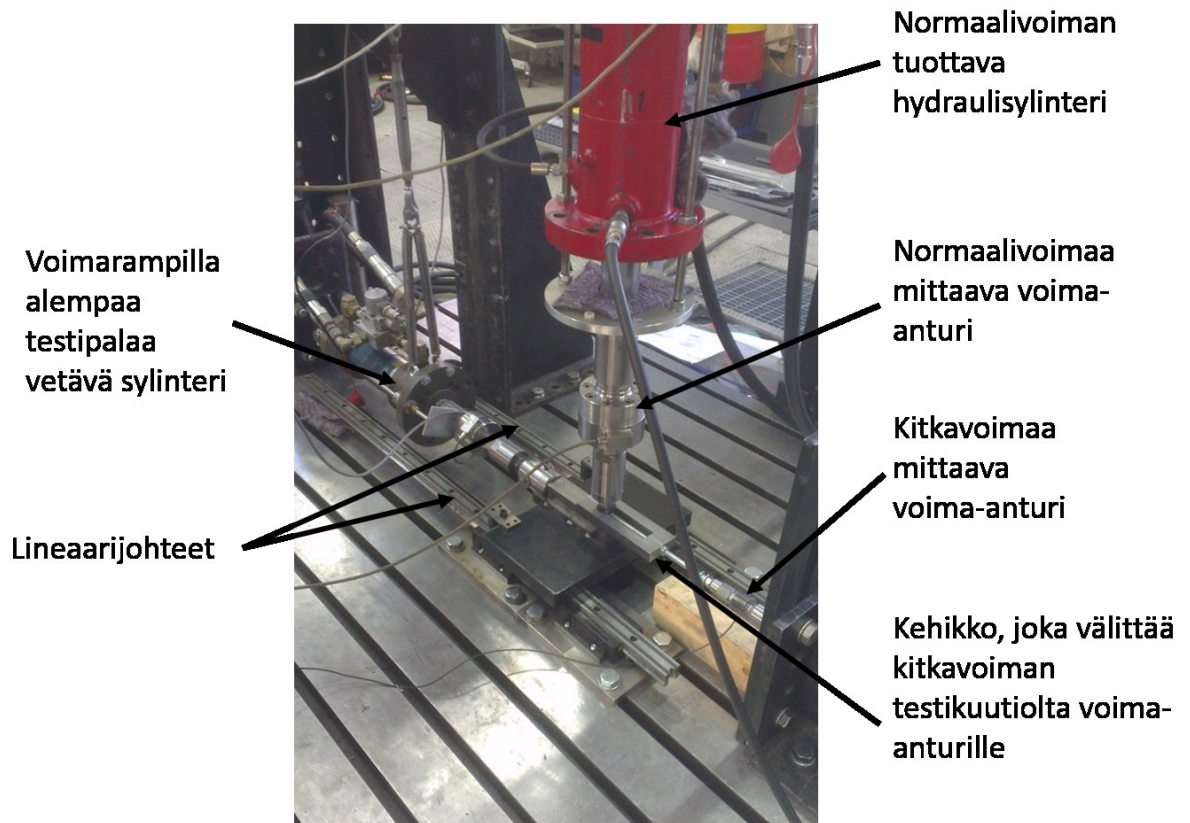
Taulukko 9. Lepokitkakokeen liikesuuntien kuvaukset

Liikkeen suunta koneistusnaarmuihin nähden	Kuvaus
"Pitkittäin"	Kitkatestipalkin ja kitkatestikuution koneistusnaarmut samansuuntaisesti, liike tapahtuu naarmujen suuntaan
"Poikittain"	Kitkatestipalkin ja kitkatestikuution koneistusnaarmut samansuuntaisesti, liike tapahtuu poikittain naarmuihin nähden
"Ristikkäin"	Kitkatestipalkin ja kitkatestikuution koneistusnaarmut ovat suorassa kulmassa toisiinsa nähden



Kuva 34. Kitkatestissä käytetyt koekappaleet: kitkatestipalkki, kitkatestikuutio sekä tukikehikko, jonka kautta kitkatestikuutio tukeutuu tangentialivoimaa mittaavaan voima-anturiin.

Kitkakoekappaleiden välinen kontaktipinta-ala on  $26 \text{ mm} \cdot 26 \text{ mm} = 676 \text{ mm}^2$ . Koekappaleiden koko valittiin sellaiseksi, että järkevällä voimalla saadaan aikaan pintapaine, joka vastaa suuruusluokaltaan ruuviliitoksessa liitettävien osien välissä vaikuttavaa pintapainetta. Pintapaine haluttiin samaan suuruusluokkaan kuin oikeassakin ruuviliitoksessa, koska ainakin joillakin pintatyypeillä kitkakerroin voi olla pintapaineen funktio [29].



Kuva 35. Kitkatestin koejärjestely

Kokeet suoritettiin Espoon Otaniemessä Aalto-yliopiston lujuusopin laboratoriollla 12.3.2015 – 17.3.2015. Olosuhteet olivat normaalit sisätilaolosuhteet. Toteutettu koejärjestely on esitetty kuvassa 35. Mittausvahvistimena käytettiin HBM QuantumX-vahvistinta ja tiedonkeruulaitteena Datatranslation DT9834-laitetta. Normaalivoimaa mittaavana voima-anturina käytettiin 100 kN:n anturia, tyypiltään HBM U2B. Tangentiaalivoimaa tuottavaa sylinteriä ohjattiin 50 kN voima-anturilla, joka oli kiinnitetty suoraan sylinterin männänvarteeseen, tämä anturi oli tyypiltään HBM U2B. Kitkavoimaa mittaava voima-anturi oli kapasiteetiltaan myös 50 kN ja tyypiltään HBM U9B.

#### 4.3.2 Koesarjat

Koesarjat muodostettiin siten, että teräs-teräs materiaaliparilla tehtiin eniten testejä. Teräs-teräs-materiaaliparin laajoilla testeillä oli tarkoitus selvittää koneistus-kuvioiden vaikutusta lepokitkakertoimeen. Teräs-valurauta-materiaaliparilla toteutettiin suppeampi koesarja, jossa on vähemmän toistoja. Valurautakoesarjan tuloksia verrattiin vastaaviin teräs-teräs-tuloksiin materiaalin suhteellisen vaikutuksen selvittämiseksi.

Ristikkäin-liikesuuntien testit on toteutettu molemmilla palkkityypeillä (koneistusnaarmut palkin pituussuuntaiset ja suorassa kulmassa pituussuuntaan nähden). Koska eri palkkityypit on valmistettu eri koneistusmenetelmillä, voidaan



näin arvioida valmistusmenetelmän vaikutusta kitkaan liikesuunnan suhteessa koneistusnaarmuihin pysyessä samana. Kokeessa käytetyt yhdistelmät on esitetty taulukossa 10. Kokeet toteutettiin siten, että kukin toisto tehtiin aina uusilla pinnoilla. Pinnat puhdistettiin asetonilla ennen kokeita.

Taulukko 10. Lepokitkakokeen koesarjat

Sarja ID	Palkin materiaali	Kuution materiaali	Liikesuunta	Muuta
1	42CrMoS4	S355	Ristikkäin	Palkin koneistus liikkeeseen nähden poikittain, kuution pitkittäin
2	42CrMoS4	S355	Ristikkäin	
3	42CrMoS4	S355	Poikittain	Palkin koneistus liikkeeseen nähden pitkittäin, kuution poikittain
4	42CrMoS4	S355	Pitkittäin	
5	42CrMoS4	GJS500-7	Ristikkäin	Palkin koneistus liikkeeseen nähden poikittain, kuution pitkittäin
6	42CrMoS4	GJS500-7	Ristikkäin	
7	42CrMoS4	GJS500-7	Poikittain	Palkin koneistus liikkeeseen nähden pitkittäin, kuution poikittain
8	42CrMoS4	GJS500-7	Pitkittäin	

Taulukossa 11 on esitetty kuinka eri koesarjojen välisillä t-testeillä voidaan tutkia eri tekijöiden vaikutusta lepokitkakertoimeen. Taulukon 11 vertailumatriisi on symmetrinen, joten t-testien kuvaavat vaikutukset on kirjattu vain taulukon vasemman alakulman puolikkaaseen. Ideana on se, että vertailemalla kahta sarjaa, joissa yksi muuttuja muuttuu muiden pysyessä samana, voidaan tämän eriävän muuttujan vaikutusta tutkia.

Taulukko 11. Koesarjojen välisillä t-testeillä selvitettävät vaikutukset. Koneistuskuvioiden vaikutusta tutkittiin erikseen teräskuutioilla (S355) ja valurautakuutioilla (GJS).

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	-							
2	Koneistus-menetelmä	-						
3	Koneistus-kuvio S355	Koneistus-kuvio S355	-					
4	Koneistus-kuvio S355	Koneistus-kuvio S355	Koneistus-kuvio S355	-				
5	Materiaali				-			
6		Materiaali			Koneistus-menetelmä	-		
7			Materiaali		Koneistus-kuvio GJS	Koneistus-kuvio GJS	-	
8				Materiaali	Koneistus-kuvio GJS	Koneistus-kuvio GJS	Koneistus-kuvio GJS	-

#### 4.3.3 Mittausepävarmuus

Lepokitkakokeen mittausepävarmuus koostuu kahdesta komponentista: mitatun pystyvoiman epävarmuudesta ja mitatun kitkavoiman epävarmuudesta. Kumpikin näistä kahdesta epävarmuudesta on määritetty voima-antureiden kalibrointitodistusten perusteella ja kyseessä on siten tyyppin B epävarmuudet. Pystyvoimaa mittaavan 100 kN voima-anturin kalibrointitodistuksessa annetaan anturin lukemalle korjauskaava, joka on muotoa

$$F_{\text{todellinen}} = cF_{\text{mitattu}} + b \quad (49)$$

jossa  $F_{\text{todellinen}}$  on todellinen voima,  $F_{\text{mitattu}}$  on mitattu voima ja  $c$  sekä  $b$  ovat korjauskertoimia, joille on annettu arvot kalibrointitodistuksessa. Edelleen kalibrointitodistuksissa on annettu kaavalla (49) korjatulle voimalle epävarmuus, joka on  $\pm 0,1130$  kN (95 % luottamusväli). Vastaavasti keskihajonnaksi voidaan olettaa  $\pm \frac{0,1130 \text{ kN}}{1,96} \approx \pm 0,0577$  kN [19, s. 12].

Kitkavoimaa mittaavan anturin valmistajan toimittaman todistuksen mukaan mitatun voiman suurin virhe suhteessa todelliseen voimaan on enintään 0,12 %, jos kaavan (49) kerrointa  $c$  vastaavana kalibrointikertoimen arvona käytetään arvoa 1. Tällä tavoin ilmaistua epävarmuutta voidaan kuvata tasajakaumana, jonka rajat ovat tässä tapauksessa  $\pm 0,12$  % [19, s. 13]. Lepokitkakokeen mittausepävarmuuden osatekijät on esitetty myös taulukossa 12.

Taulukko 12. Kitkakokeen mittausepävarmuuskomponentit

Epävarmuuden lähde	Epävarmuuden tyyppi	Jakauman tyyppi	Mittausepävarmuus
Pystyvoiman epävarmuus	B	Normaali	Korjauskaavalla korjatun voiman keskihajonta $\pm 0,0577$ kN
Kitkavoiman epävarmuus	B	Tasa	Kalibrointikerroin välillä $1 \pm 0,012$

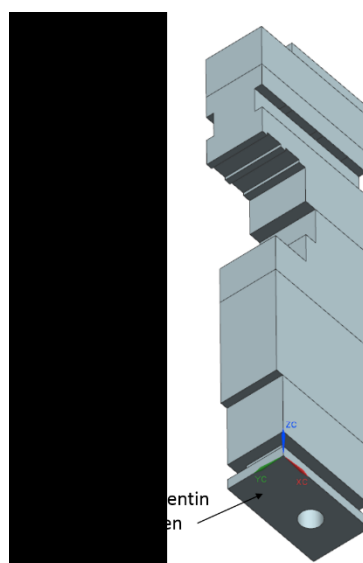
## 5 Epäkeskovetokokeen vertailulaskelmat

### 5.1 Elementtimenetelmäratkaisu epäkeskovetokokeeseen

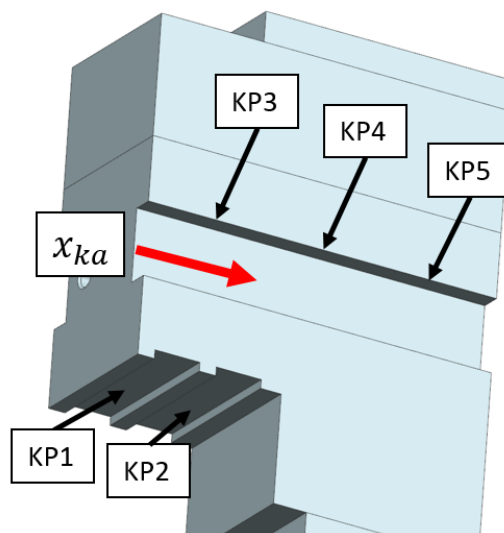
FEM-analyysissa käytettiin NX 8.0 –ohjelmistoa, jolla FEM-mallit luotiin ja laskettiin. Laskennassa käytettiin kahta eri ratkaisijaa: NX Nastran –ratkaisijan (versio 8.1) lineaarista SOL 101 -ratkaisutyyppiä, sekä Adina SOL 601 -ratkaisijaa (päivämääräversio 9.14.2011), joka on implisiittinen epälineaarinen ratkaisija.

SOL 101 on lineaarinen ratkaisija. Kontakti on epälineaarinen ilmiö koska kappaleet voivat koskettaa toisiaan tai olla erillään ja koska kitka kappaleiden välillä voi muuttua lepo- ja liikekitkan välillä [30, s. 570]. Koska kontakti on epälineaarinen ilmiö, ratkaisee SOL 101 kontaktiongelmia iteroimalla [31]. SOL 601 on epälineaarinen ratkaisija, jolla voi ratkaista staattisia ongelmia tai implisiittisesti dynaamisia transienttiongelmia. SOL 601:n kontaktialgoritmi on käyttäjän valittavissa. Nyt kontaktiongelman ratkaisuun käytettiin Constraint Function –menetelmää, joka on oletusvaihtoehto kyseistä ratkaisijaa käytettäessä. [32]

Ratkaisussa käytetty reunaehto on esitetty kuvassa 36. Alimman kappaleen alapinnan solmujen siirtymät kaikkiin suuntiin on estetty. Kiertymiä ei estetty, koska solid-elementeillä ei ole kiertymävapausasteita. Kaikkien FEM-mallin komponenttien kimmokertoimelle asetettiin arvo 205 GPa.



Kuva 36. Epäkeskovetokokeen FEM-mallin tuettu pinta.



Kuva 37. Epäkeskovetokokeen FEM-mallin kuormituspisteiden sijainti. Kuvassa etäisyys  $x_{ka}$  on urassa olevan sivukuormitusadapterin keskilinjan etäisyys kuvassa näkyvästä kappaleen etureunasta.

FEM-mallin voimat kohdistettiin niille pinnoille, joihin kuormitusadapterit oikeastikin tukeutuvat. Kuormituspisteissä 1 ja 2 voimat asetettiin jakautuneiksi kuvassa 37 näkyvien uriin alueelle, jotka on koneistettu koekappaleeseen kuormitusadapterin paikoittamiseksi. Kuormituspisteissä 3, 4 ja 5 voima kohdistuu kuvassa 37 näkyvän uran yläreunaan sekä vastaavan, koekappaleen toisella puolella olevan uran yläreunaan. Voiman vaikutusalueen pituus uran pituussuunnassa oli 20 mm, joka vastaa sivukuormitusadapterin paksuutta. Kuormitusadapterin sijaintia kuormituspisteissä 3-5 ja samalla voiman vaikutusalueen sijaintia FEM-mallissa kuvaavan  $x_{ka}$ :n arvot kussakin kuormituspisteessä on esitetty taulukossa 13.

Taulukko 13. Kuormituspisteiden 3-5 sijainnit

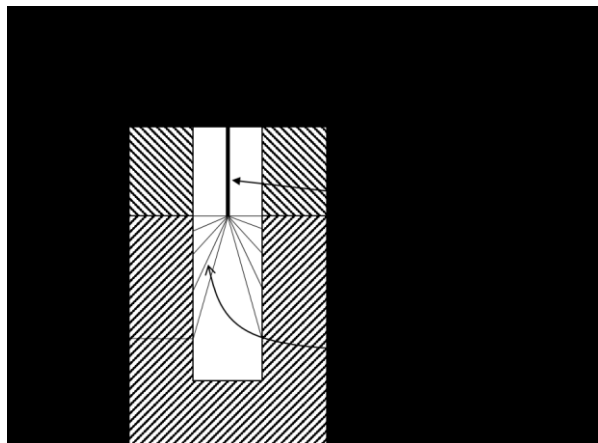
Kuormituspiste	$x_{ka}$ [mm]
3	10
4	35
5	60

Tämän työn FEM-analyysseissä käytetty ruuvien mallinnustapa on esitetty kuvassa 38. Ruuvi on mallinnettu palkkielementillä, jonka poikkileikkaus on määritetty vastaamaan ruuvien poikkileikkausta.

Käytetty mallinnustapa on VDI 2230:ssä (osa 2) kuvatun ruuvimallinnuksen II-luokan mukainen. II-luokka on neliportaisen asteikon toiseksi karkein mallinnustapa. III-luokan merkittävän ero II-luokkaan nähden on se, että III-luokassa ruuvi pitäisi mallintaa solid-elementeillä. IV-luokassa myös ruuvien kierre ja kaikki kontaktialueet pitäisi mallintaa tarkasti. Korkeampiin luokkiin siirtyminen lisää tarvittavaa laskenta-aikaa. [8]

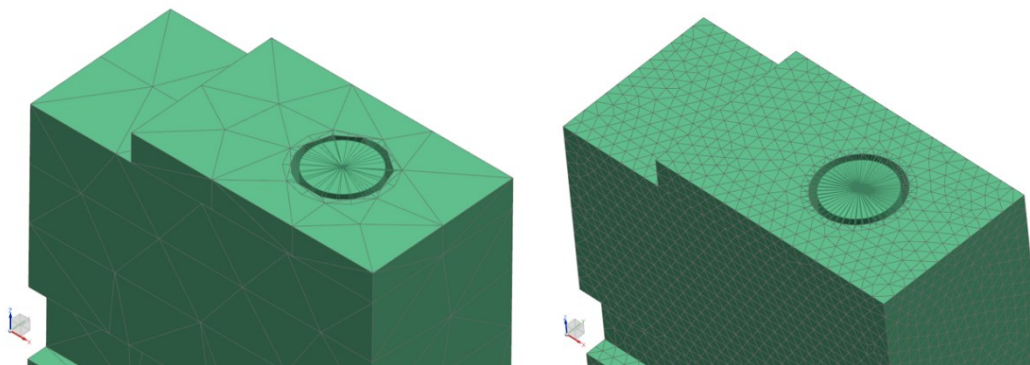
Reaalimaailmassa ruuvi kytkeytyy rakenteeseen kierteestään ja kannastaan. FEM-mallissa ruuvia kuvaava palkkielementti on kytketty ympäröivään solid-elementeistä koostuvaan rakenteeseen RBE2-kytkentäelementeillä. RBE2 vastaa jäykkää liitosta, joka on yksinkertaistus verrattuna reaalimaailman tilanteeseen, jossa kierteen ja kannan rajapinnat ovat monimutkaisia kitkallisia kontakteja. FEM-laskennassa rakennetta pitää kuitenkin tarvittaessa yksinkertaistaa, ja tämä kytkentä-yksinkertaistus tuottaa suhteellisen tarkan tuloksen tarkempiin mallinnustapoihin verrattuna [33].

Ruuvin kannan ja perusaineen rajapinta on toteutettu kytkemällä palkkielementin päässä oleva solmu solid-palikan pinnan solmuihin, jotka vastaavat ruuvin kannan alle jäävää aluetta. Kierteen alueella kytkentä on toteutettu kytkemällä palkin päässä oleva solmu kierrereikää kuvaavan reiän sisäpinnan solmuihin siltä alueelta, joka vastaa kierteen pituutta (katso kuva 38). SOL 601 ratkaisussa kytkentä piti poistaa pieneltä matkalta kierteen yläpäästä reiän ja kappaleen yläpinnan väliseltä särmältä, koska kyseinen ratkaisija ei salli kytkentöjä sellaisiin solmuihin, jotka kuuluvat kontaktialueeseen.



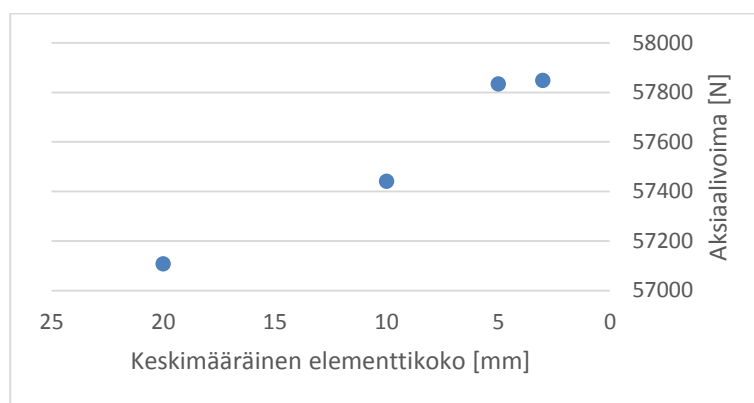
Kuva 38. Ruuviliitoksen FEM-mallinnuksessa käytetyt yksinkertaistukset: ruuvia kuvataan palkkielementillä ja ruuvin kannan ja perusaineen sekä ruuvin kierteen ja perusaineen kierteen rajapintoja kuvataan jäykillä kytkennöillä.

Ruuvin esijännitys on mallinnettu NX Nastran -ratkaisijan esijännitysvoimakomponentilla. Käytetyt solid-elementit ovat 10-solmuisia tetraedielementtejä. Elementtikoon vaikutuksen arvioimiseksi analyysi on tehty elementtikokoa neljässä portaassa varioiden. Käytetyt keskimääräiset elementtikoot olivat 20 mm, 10 mm, 5 mm ja 3 mm. Elementtiverkon hahmottamiseksi kuvassa 39 on esitetty pieni alue karkeinta (20 mm) ja hienointa (3 mm) elementtiverkkoa koekappaleen yläpinnalla, ruuvin vapaareiän lähellä.



Kuva 39. Yksityiskohta epäkeskovetokokeen FEM-mallin elementtiverkosta. Vasemmalla keskimääräinen elementtikoko 20 mm ja oikealla 3 mm.

FEM-ratkaisun konvergenssia elementtikokoa pienennettäessä tutkittiin vertaamalla ruuvien aksiaalivoimaa suurimman aksiaalikuorman (18 kN) vaikuttaessa kuormituspisteessä 1. Aksiaalivoima elementtikokoja varioitaessa on esitetty kuvassa 40. Kuvasta 40 nähdään, että ratkaisu alkaa konvergoitua vasta suhteellisen tiheällä elementtiverkolla.



Kuva 40. Elementtikoon vaikutus ruuvien aksiaalivoimaan 18 kN kuormituksella kuormituspisteeseen 1.

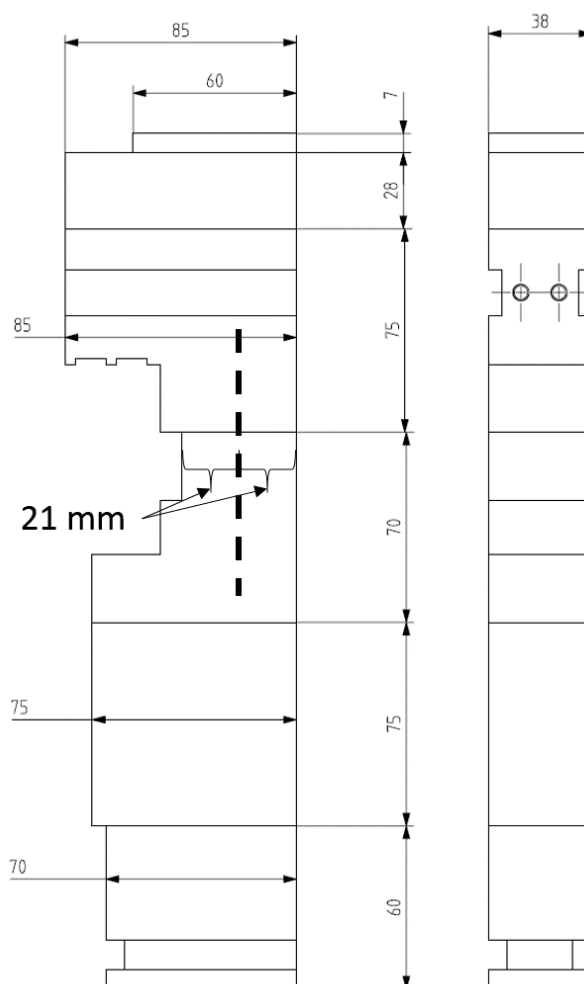
Kontakti on kummallakin ratkaisijalla mallinnettu käyttäen kitkallista kontaktia ja liimakontaktia. Kitkamalli vastaa tässä työssä käytettävää yhden muuttujan mallia, jossa suurin mahdollinen kitkavoima on normaalivoiman ja kitkakertoimen tulo. Kitkakertoimen arvona käytettiin arvoa 0,14. Koekappale koostuu kuudesta komponentista, joiden välissä on viisi rajapintaa. Kuvassa 36 näkyvistä rajapinnoista kaksi alinta, eli lähinnä tuettua pintaa olevaa rajapintaa on mallinnettu liimakontaktina ratkaisun stabiloimiseksi ja ratkaisuaajan pitämiseksi järkevänä. Liimakontakti ei salli liikettä rajapinnassa. Loput kolme rajapintaa mallinnettiin kitkallisena kontaktina. Näin kaikki voiman vaikutuspisteen yläpuolella olevat rajapinnat sekä ensimmäinen vaikutuspisteen alapuolella oleva ja todennäköisesti aukeava rajapinta on mallinnettu kitkallisena kontaktina.

## 5.2 Epäkeskovetokokeen analyttinen laskenta

Epäkeskovetokokeen analyttinen vertailulaskelma tehtiin VDI 2230:n [6] mukaisesti. Kuormansiirtokertoimen ja voimantuontikertoimen tulo  $n\Phi_{en}^*$  laskettiin VDI-oppaan normaalin lasentatavan mukaan. Lisäksi laskettiin VDI 2230:n liitteen D mukaisesti epälineaarisen vasteen käännepisteitä  $A_{Aab}$  ja  $A_{AKa}$  kuormituspisteissä 1, 2, 3 ja 4.

Varsinaiset Mathcad 15 –ohjelmistolla tehdyt laskelmat on esitetty liitteessä 3.

Analyttisessä VDI-oppaan mukaisessa laskennassa eri kuormituspisteiden laskennassa tarvitaan parametrina voiman vaikutuspisteen etäisyys ”kuvitteellisesti symmetrisen kappaleen keskilinjasta”, joka epäsymmetrisen kappaleen tapauksessa tarkoittaa kappaleesta mahdollisesti erotettavissa olevan symmetrisen osion keskilinjaa. Nyt koekappaleen kapeimman osion katsottiin olevan symmetrinen, ja ”kuvitteellisesti symmetrisen kappaleen keskilinjaa” sijainti on esitetty kuvassa 41.

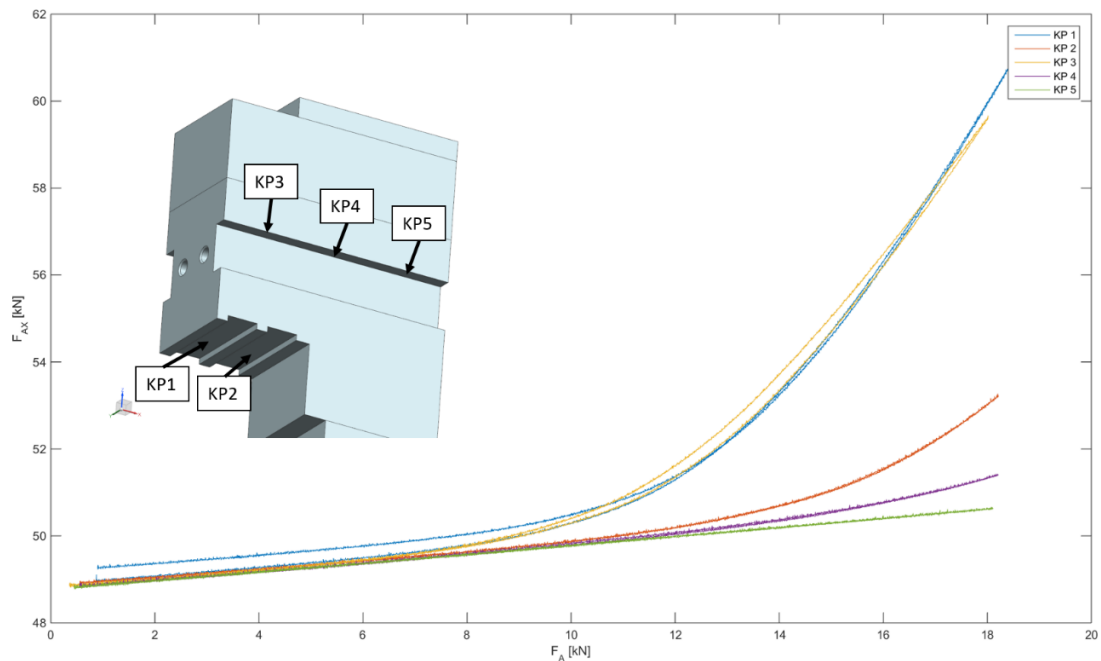


Kuva 41. Epäkeskovetokokeen analyttisessä laskennassa käytettävän kuvitteellisen symmetrialinjan sijainti.

## 6 Tulokset

### 6.1 Epäkeskovetokoe

Kokeellisesti määritetty ruuvin aksiaalivoima  $F_{ax}$  ulkoisen aksiaalikuormituksen  $F_A$  funktiona on esitetty kuvassa 42. Kunkin kuormituspisteen käyrä on kolmen toiston keskiarvokäyrä. Yleisesti tuloksista voidaan sanoa, että kuormituspisteissä 1-4 voidaan havaita vasteen olevan epälineaarinen, kuten oletettiin. Mitä kauempana ulkoisen voiman vaikutuspiste on ruuvin akselista, sitä voimakkaampaa on ruuvin aksiaalivoiman kasvu suuremmilla kuormituksilla. Kuormituspisteessä 5 vaste taas on lineaarinen, mikä oli myös oletettu.



Kuva 42. Epäkeskovetokokeessa mitatut ruuvin aksiaalivoimat eri kuormituspisteissä aksiaalikuormituksen funktiona.

Kunkin kuormituspisteen kokeellisen vasteen lineaariseen alkuosaan sovitettiin pienimmän neliösumman menetelmällä suora, jonka kulmakerroin vastaa voimantuontikertoimen ja kuormansiirtokertoimen tuloa  $n\Phi_{en}^*$ . Tulokset on esitetty taulukossa 14. 95 % kattavuusväli on määritetty MCM-menetelmällä luvussa 4.1.2 listattuja osaepävarmuuksia käyttäen. MCM-toistojen määrä oli  $N = 10\,000$ . Taulukon 14 perusteella mittausepävarmuus suhteessa tutkittavan parametrin arvoon on hyvin pieni.

Taulukossa 15 on vertailtu kokeellisesti määritettyjä  $n\Phi_{en}^*$ -arvoja analyttisesti laskettuihin ja elementtimenetelmällä laskettuihin arvoihin. Elementtimenetelmällä määritetyt arvot on laskettu SOL 101 ratkaisutyyppillä käyttäen hienointa elementtiverkkoa, jossa elementtien keskimääräinen koko on 3 mm. Taulukossa 15 listatut suhteelliset virheet  $Err_{rel}$  on laskettu kaavalla



$$Err_{rel} = \frac{n\Phi_{en}^* - Kokeellinen(n\Phi_{en}^*)}{Kokeellinen(n\Phi_{en}^*)} \cdot 100 \% \quad (50)$$

jossa  $n\Phi_{en}^*$  on analyyttisesti tai elementtimenetelmällä määritetty parametrin arvo ja  $Kokeellinen(n\Phi_{en}^*)$  on kokeellisesti määritetty parametrin arvo. Taulukon 15 perusteella analyyttinen laskenta aliarvioi ulkoisen kuormituksen ruuville aiheuttaman lisävoiman suuruuden kaikissa kuormituspisteissä. FEM-analyysi taas tuottaa kohtalaisen tarkkoja tuloksia. Yleisesti FEM-tulosten voidaan huomata tarkentuvan voiman epäkeskisyyden pienentyessä.

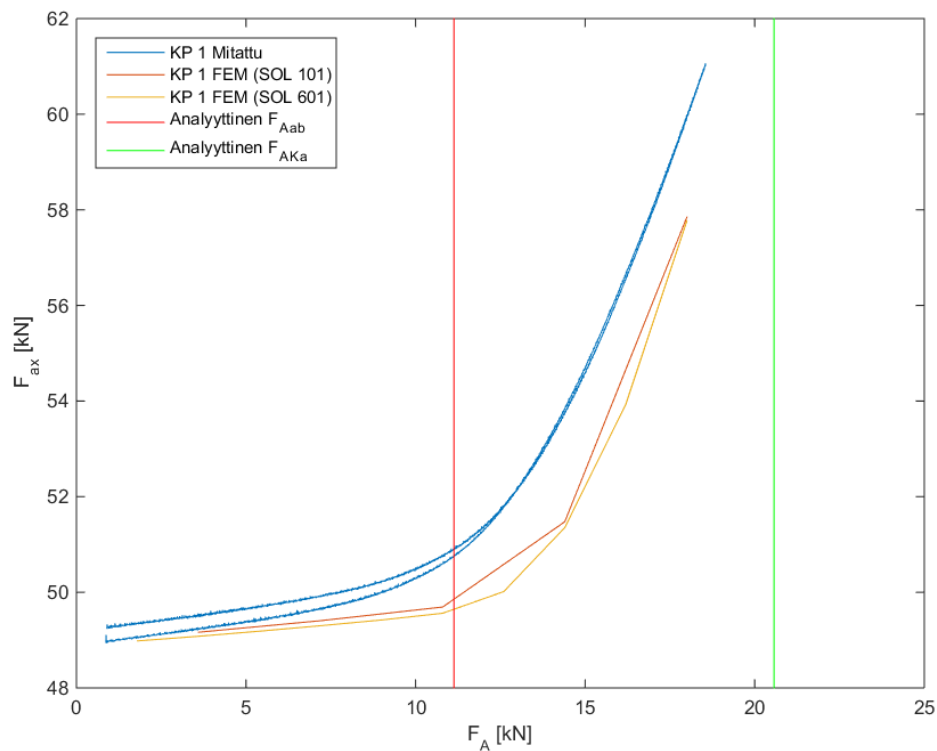
Taulukko 14. Eri kuormituspisteiden voimantuontikertoimien ja kuormansiirtokertoimien tulo.

Kuormituspiste	Kokeellinen $n\Phi_{en}^*$	Kokeellisen tuloksen 95 % kattavuusväli, N = 10 000
1	0,0962	[0,096229, 0,096235]
2	0,0917	[0,091695, 0,091702]
3	0,0963	[0,096253, 0,096259]
4	0,0969	[0,096882, 0,096888]
5	0,0971	[0,097131, 0,097137]

Taulukko 15. Eri laskentamenetelmillä määritettyjen  $n\Phi_{en}^*$ -arvojen vertailu kokeellisiin tuloksiin.

Kuormituspiste	$Err_{rel}$ (Analyyttinen)	$Err_{rel}$ (FEM)
1	-96 %	-24 %
2	-96 %	-14 %
3	-96 %	-19 %
4	-97 %	-12 %
5	-97 %	-5 %

Seuraavaksi käydään läpi tulokset kuormituspisteittäin.

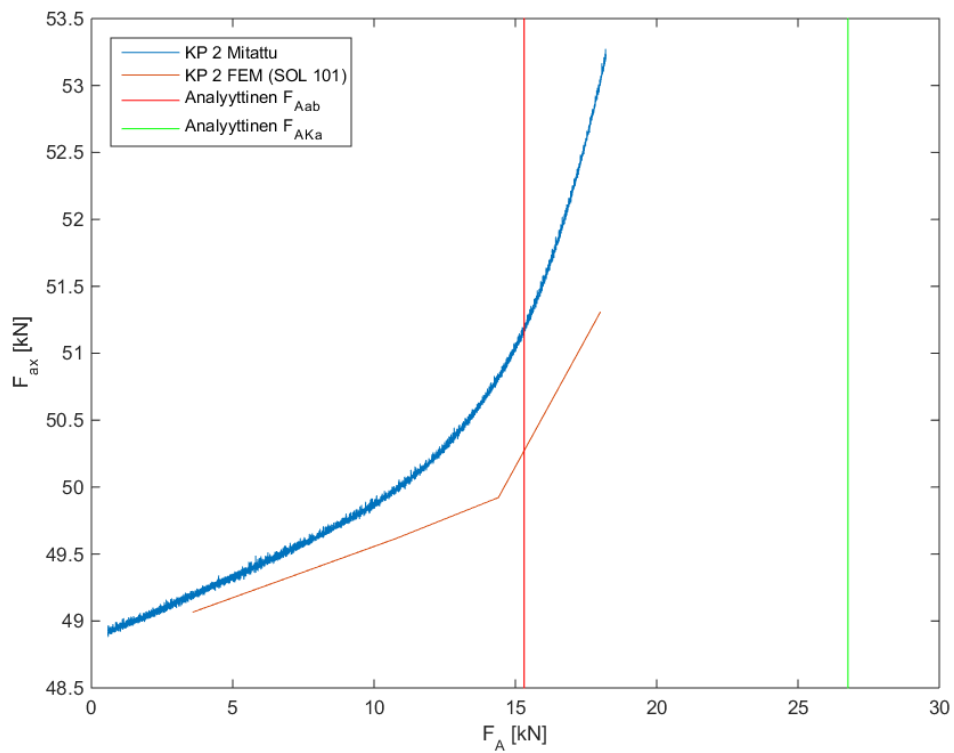


Kuva 43. Aksiaalivoiman vaste ulkoiseen kuormitukseen kuormituspisteessä 1. Kuvassa mitattu vaste, kahdella eri FEM-ratkaisijalla laskettu vaste sekä analyttisesti lasketut epälineaarisen vasteen käänne pisteet  $F_{Aab}$  sekä  $F_{AKa}$ .

Kuormituspiste 1 tulokset on esitetty kuvassa 43. Tämä kuormituspiste valittiin tarkimman vertailun kohteeksi, koska siinä kuormittavan voiman epäkeskisyys on, kuormituspiste 3 ohella, voimakkaimillaan.

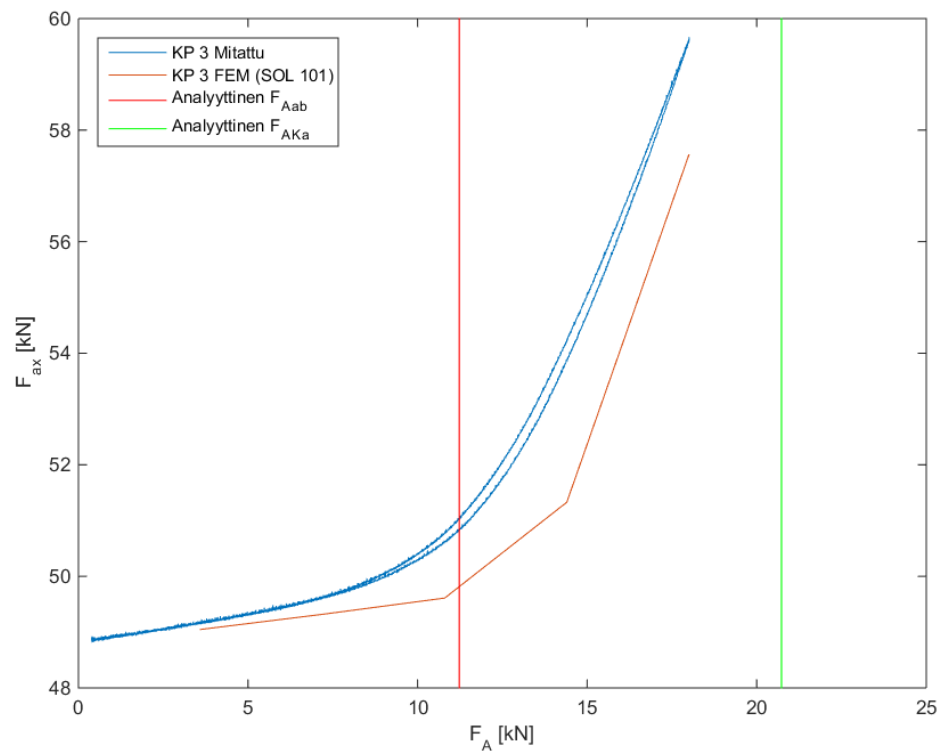
Analyttisesti laskettuihin käänne pistevoimiiin  $F_{Aab}$  ja  $F_{AKa}$  liittyvät laskelmat on esitetty liitteessä 3. Kuvan 15 mukaisesti  $F_{Aab}$  tarkoittaa sitä ulkoista kuormitusvoimaa, jolla ruuvien aksiaalivoiman vaste alkaa muuttua epälineaariseksi. Kuvan 43 perusteella analyttisesti laskettu voima vastaa suuruusluokaltaan kokeellisesti määritettyä käänne pistettä, mutta on silti noin 15 % mitattua suurempi.  $F_{AKa}$  puolestaan tarkoittaa kuvan 15 mukaan sitä ulkoista kuormitusvoimaa, jolla liitos alkaa käyttäytyä täysin vipumekanismin kaltaisesti ja siten vaste on taas lineaarinen, mutta kulmakertoimeltaan jyrkempi kuin pienellä kuormituksella ilmenevä lineaarinen vaste. Kuvasta 43 voidaan nähdä, että analyttisesti laskettu  $F_{AKa}$ :n arvo on yli 50 % suurempi kuin mitatun vasteen käänne piste.

Kuormituspisteessä 1 molemmat FEM-ratkaisijat tuottivat hyvin samankaltaisia tuloksia. FEM-analyysillä saadaan mallinnettua epälineaarinen vaste, mutta kuten analyttisesti laskettujen voimien tapauksessa, myöskään FEM-analyysi ei täysin tarkasti vastaa mitattua vastetta.



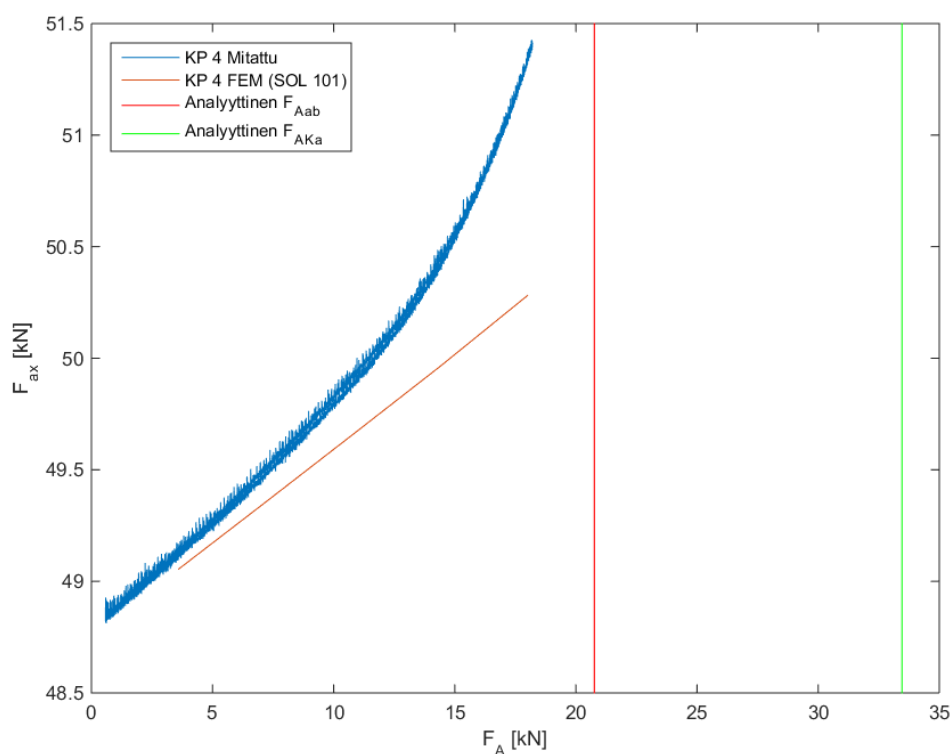
Kuva 44. Aksiaalivoiman vaste ulkoiseen kuormitukseen kuormitusasteessa 2. Kuvassa mitattu vaste sekä SOL 101 –ratkaisutyyppin FEM-vaste.

Kuormitusasteen 2 tulokset on esitetty kuvassa 44. Kuormitusasteessa 2 tulos on samankaltainen kuin kuormitusasteessa 1: FEM-tuloksista voidaan nähdä vasteen muuttuvan epälineaariseksi, mutta käänneastevoima on suurempi kuin mitatussa vasteessa. Analyttisesti laskettu  $F_{Aab}$  on oikeaa suuruusluokkaa, mutta silti noin 50 % mitattua suurempi.



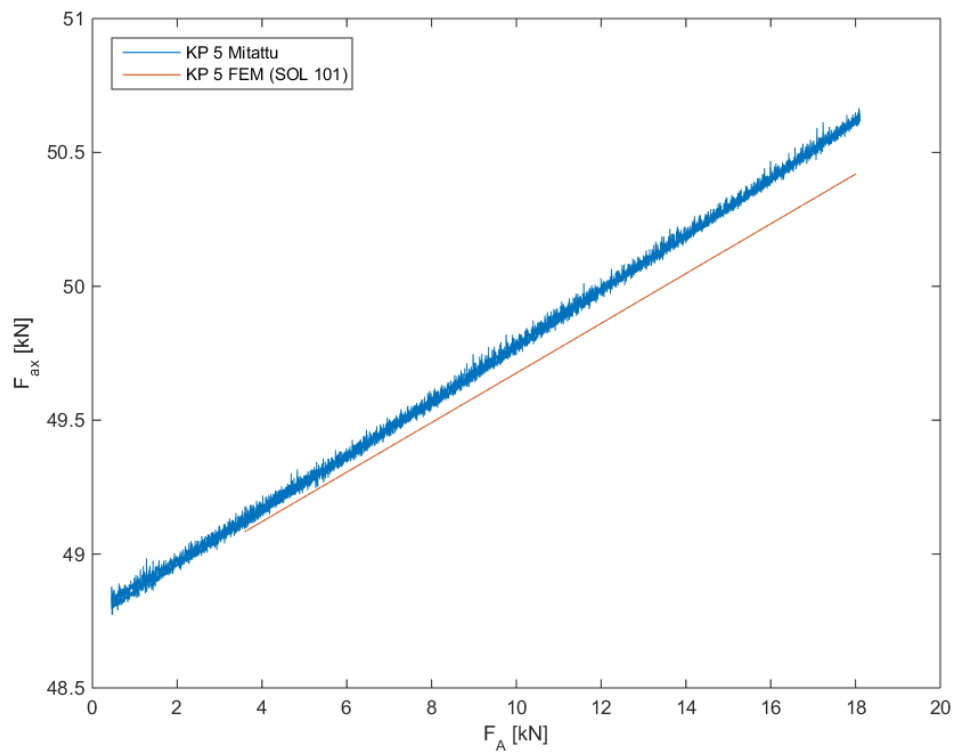
Kuva 45. Aksiaalivoiman vaste ulkoiseen kuormitukseen kuormituspisteessä 3. Kuvassa mitattu vaste sekä SOL 101 –ratkaisutyyppin FEM-vaste.

Kuvassa 45 on esitetty kuormituspisteiden 3 tulokset. Kuten myös kuvasta 42 nähdään, on kuormituspisteissä 1 ja 3 vaste lähes identtinen. Sama pätee analyttisiin ja FEM-tuloksiin.



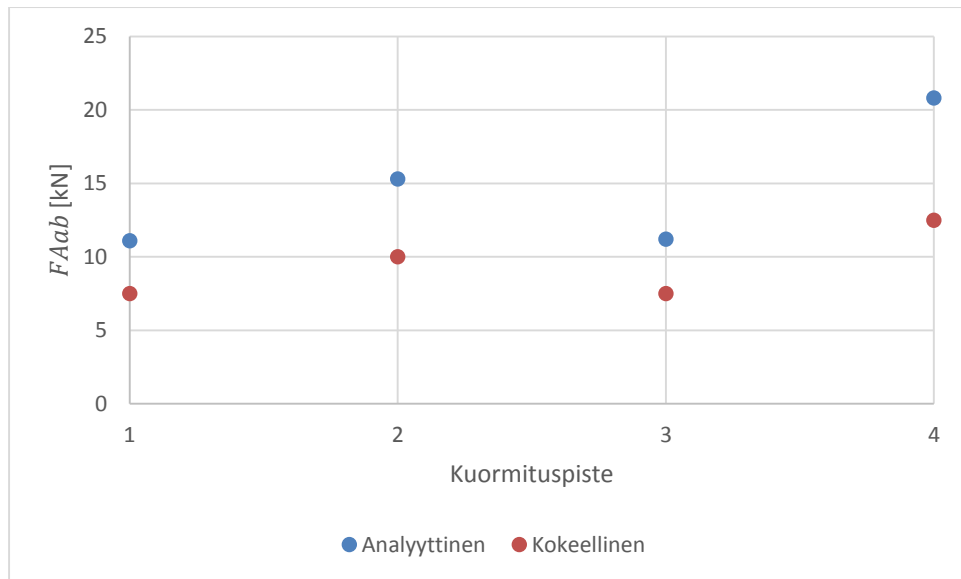
Kuva 46. Aksiaalivoiman vaste ulkoiseen kuormitukseen kuormitusasteessa 4. Kuvassa mitattu vaste sekä SOL 101 –ratkaisutyyppin FEM-vaste.

Kuormitusasteen 4 kokeellinen ja FEM-vaste on esitetty kuvassa 46. Tässäkin kuormitusasteessa kokeellinen vaste alkaa muuttua hieman epälineaariseksi, mutta kuten myös kuvasta 42 voidaan nähdä, ei muutos ole niin voimakas kuin esimerkiksi kuormitusasteissa 1 ja 3. Tässä kuormitusasteessa huomionarvoista on lisäksi se, että FEM:illä laskettu vaste säilyy lineaarisena suurimmallakin aksiaalikuormituksella. Analyttisesti lasketut rajavoimat ovat huomattavasti liian suuria:  $F_{Aab}$ :n arvo on kaksinkertainen mitattuun verrattuna.



Kuva 47. Aksiaalivoiman vaste ulkoiseen kuormitukseen kuormituspisteessä 5. Kuvassa mitattu vaste sekä SOL 101 –ratkaisutyyppin FEM-vaste.

Kuvassa 47 on esitetty kuormituspisteen 5 vaste. Tässä kuormituspisteessä voiman vaikutuspiste oli ruuvien akselin kohdalla. Kuten oli ennakoitu, tässä kuormituspisteessä ruuvien aksiaalivoiman vaste säilyy lineaarisena, sillä epälinearisoitumiseen olisi vaadittu liitospintojen täydellinen irtoaminen, joka ei ollut odotettavissa valitulla kuormitusvoimalla (18 kN). Kuvasta 47 voidaan lisäksi huomata, että FEM:illä laskettu vaste seuraa melko tarkasti kokeellisia tuloksia.



Kuva 48. Analyttisesti ja kokeellisesti määritettyjen  $F_{Aab}$  rajavoimien vertailu kuormituspisteissä 1-4.

Taulukossa 16 ja kuvassa 48 on vertailtu analyttisesti ja kokeellisesti määritettyjä epälineaarisen vasteen käännevoimia  $F_{Aab}$ . Tuloksista voidaan sanoa, että analyttisesti laskemalla päästään kaikissa tapauksissa oikealle dekadille, mutta parhaimmillaankin virhettä on kymmeniä prosentteja. Ruuvien aksiaalivoiman suhteen analyttiset rajavoimat ovat epäkonservatiivisia: analyttisten laskelmien mukaan liitosta olisi varaa kuormittaa ilman epälinearisoitumista todellisuutta enemmän.

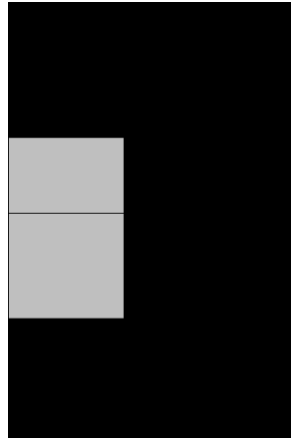
Taulukko 16. Analyttisesti määritettyjen ja kokeellisten  $F_{Aab}$ -rajavoimien vertailu.

KP	Analyttinen $F_{Aab}$ [kN]	Kokeellinen $F_{Aab}$ [kN]
1	11,1	7,5
2	15,3	10
3	11,2	7,5
4	20,8	12,5

## 6.2 Vääntökiristyskoe

### 6.2.1 M100-ruuvit

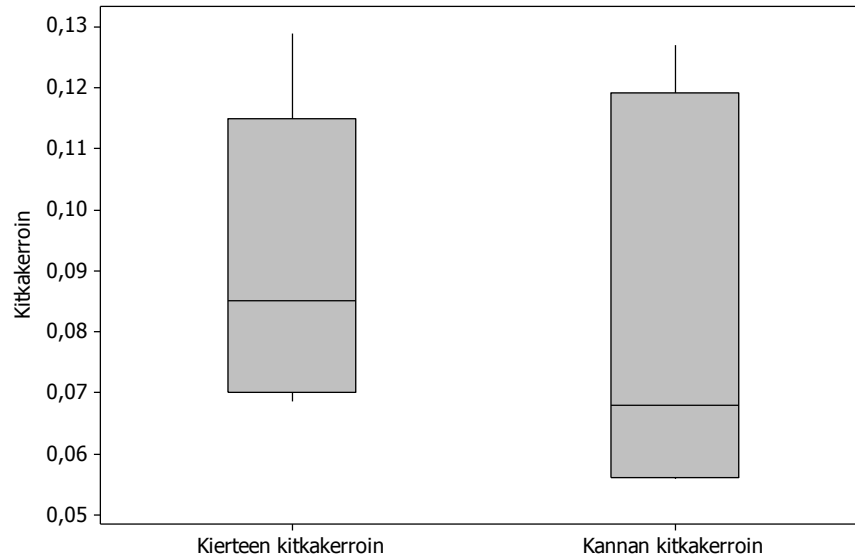
Vääntökiristyskokeen tulosten esittämisessä on käytetty laatikkokuvaajia, jonka eri osien merkitys on esitetty kuvassa 49. Jos jossakin datapistejoukossa on vain vähän pisteitä ja siten suurin ja pienin arvo vastaavat 25 % ja 75 % fraktiileja, ei kuvaajassa ole erikseen ääriarvoja osoittavia viivoja, vaan pelkkä laatikko.



Kuva 49. Laatikkokuvaajan tulkinta.

Tuloksina esitettävät kierteen kitkakertoimet on laskettu kaavalla (44). Vastaavasti kannan kitkakertoimet on laskettu kaavalla (45).

M100-ruuvien kierteen ja kannan mitatut kitkakertoimet on esitetty kuvassa 50. Hypoteesina Molykote 1000 –voiteluaineella voidelluille ruuveille oli kierteen kitkakertoimen osalta 0,13 ja kannan kitkakertoimelle 0,08. Mitattu kannan kitkakerroin on keskimäärin lähellä hypoteesiarvoa, mutta kaikki mitatut (viisi toistoa) kierteen kitkakertoimet ovat pienempiä kuin hypoteesiarvo.

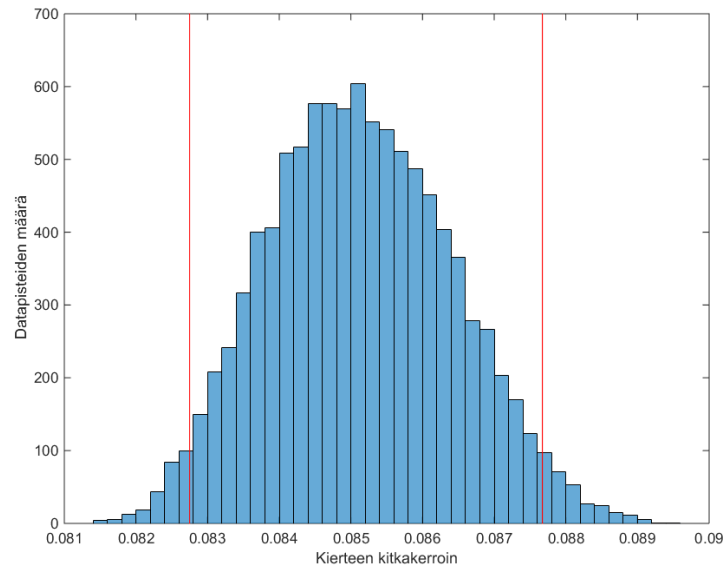


Kuva 50. M100-ruuvien kierteen ja kannan kitkakertoimet. Kierteen ja kannan voitelu Molykote 1000.

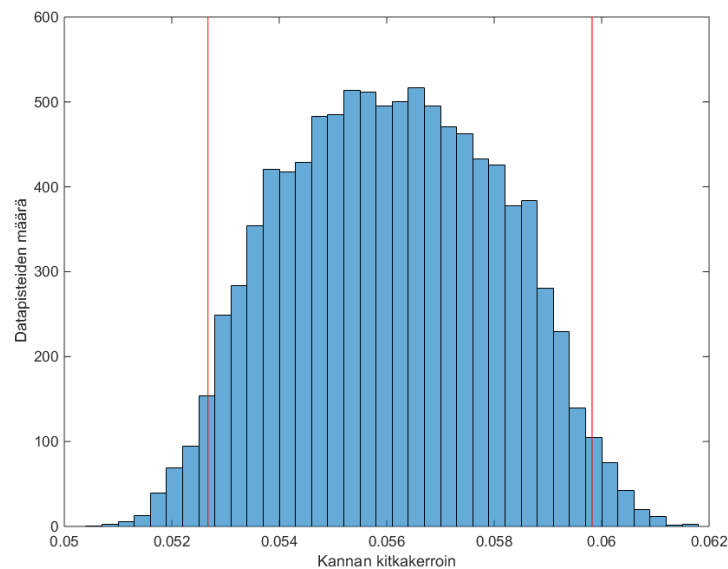
M100-ruuvien kitkakerrointen mittausepävarmuutta arvioitiin MCM-menetelmällä luvun 4.2.5 osaepävarmuuksia käyttäen. MCM-toistojen määrä oli  $N = 10\,000$ . Kuvissa 51 ja 52 on esitetty erään toistomittauksen kierteen ja kannan kitkakerrointen MCM-jakaumat ja kaikkien toistojen osalta kitkakerrointen arvot



sekä MCM-menetelmällä lasketut 95 % kattavuusvälit on esitetty liitteessä 4. Mittausepävarmuus on sen verran suuri, ettei sitä kokonaisuutena voi jättää huomiotta. Mittausepävarmuus on kuitenkin sen verran pieni suhteessa mitattujen arvojen hajontaan, ettei mittausepävarmuus selitä koko hajontaa, joka tuloksissa ilmenee.



Kuva 51. Erään M100-ruuvien kierteen kitkakertoimen MCM-jakauma ( $N = 10\,000$ ), punaiset viivat rajaavat 95 % datapisteistä.



Kuva 52. Erään M100-ruuvien kannan kitkakertoimen MCM-jakauma ( $N = 10\,000$ ), punaiset viivat rajaavat 95 % datapisteistä.

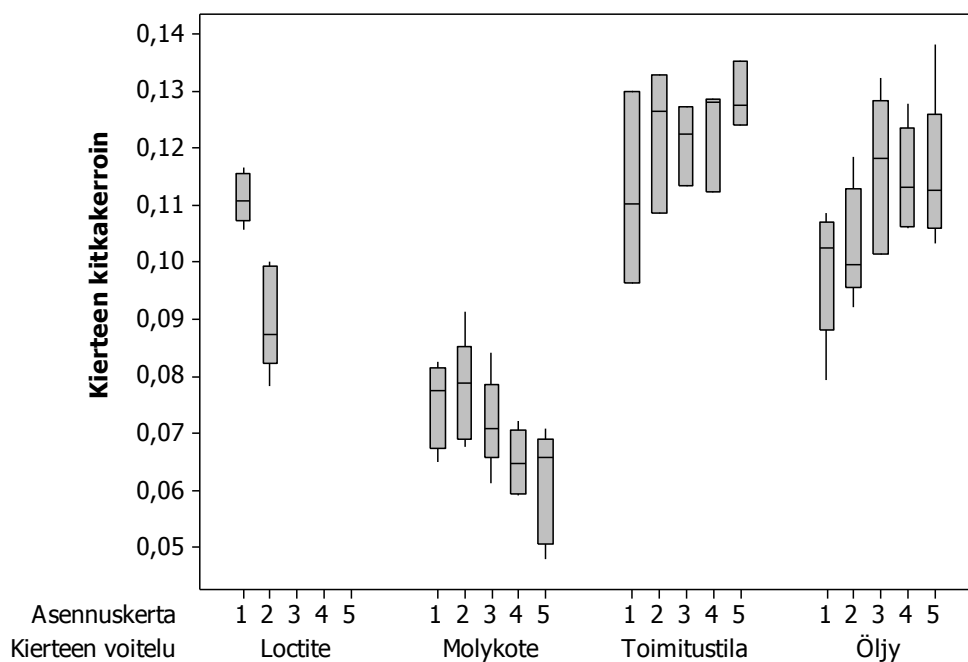
## 6.2.2 M30-ruuvit

M30-ruuveilla koesarjaan kuului useita eri kierteen ja kannan voiteluaineita. Lisäksi testattiin Nord-Lock –lukitusaluslevyn vaikutusta kannan kitkakertoimeen. Kierteen kitkakertoimen kehittyminen asennuskertojen funktiona eri voiteluaineilla on

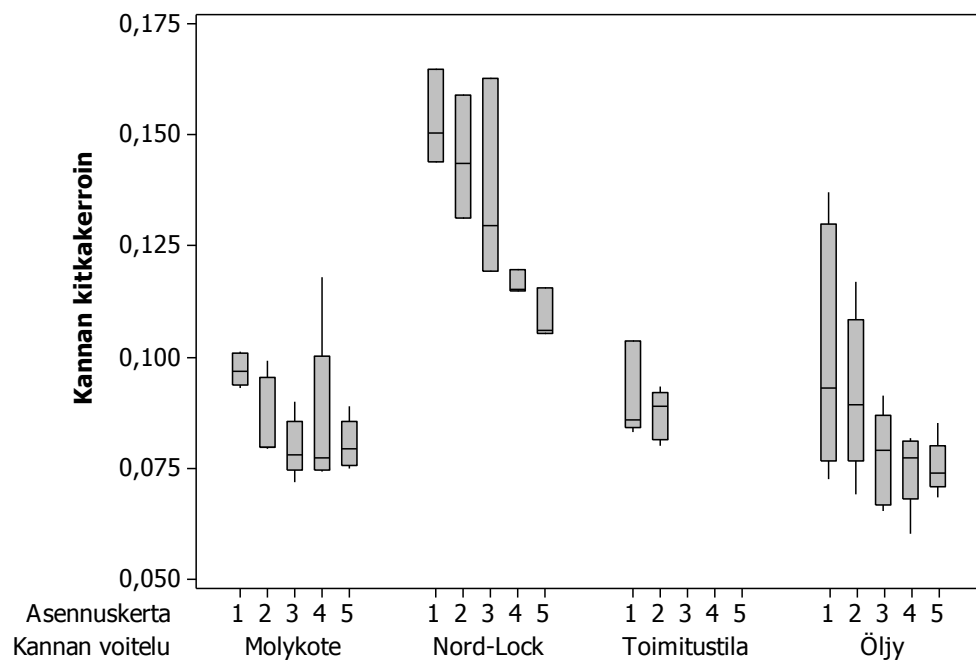
esitetty kuvassa 53. Vastaavat tulokset kannan kitkakertoimelle on esitetty kuvassa 54. Kuten M100-ruuvienkin tapauksessa, Molykote 1000 –voiteluaineella kierteen kitkakerroin oli kaikissa tapauksissa alle hypoteesiarvon 0,13. Kannan kitkakerroin Molykote 1000 ja M30-ruuveilla oli lähellä hypoteesiarvoa ja kitkakerrointen hajonta oli pienempää kuin M100-ruuveilla.

Toimitustilassa olevien ruuvien hypoteesikitkakerroin oli varsin lakea, laskentaohjeessa mainittu väli 0,08-0,24. Sekä kierteen että kannan kitkakertoimet ovat lähellä hypoteesiväliä, joskin kannan kitkakertoimen osalta hyvin lähellä välin alarajaa. Öljylle hypoteesikitkakerroinväli oli 0,04-0,16. Kaikki mitatut arvot osuvat kyseiselle välille.

Kitkakertoimien kehittämisessä asennuskertojen funktiona on huomattavissa trendejä, mutta niiden suunta vaihtelee voitelusta riippuen: esimerkiksi öljytyn kierteen kitkakerroin nousee uusinta-asennusten myötä, mutta Molykote 1000:lla käsitellyn kierteen tapauksessa kitkakerroin laskee asennuskertojen kertyessä.



Kuva 53. Kierteen kitkakerroin asennuskertojen funktiona eri voiteluaineilla.

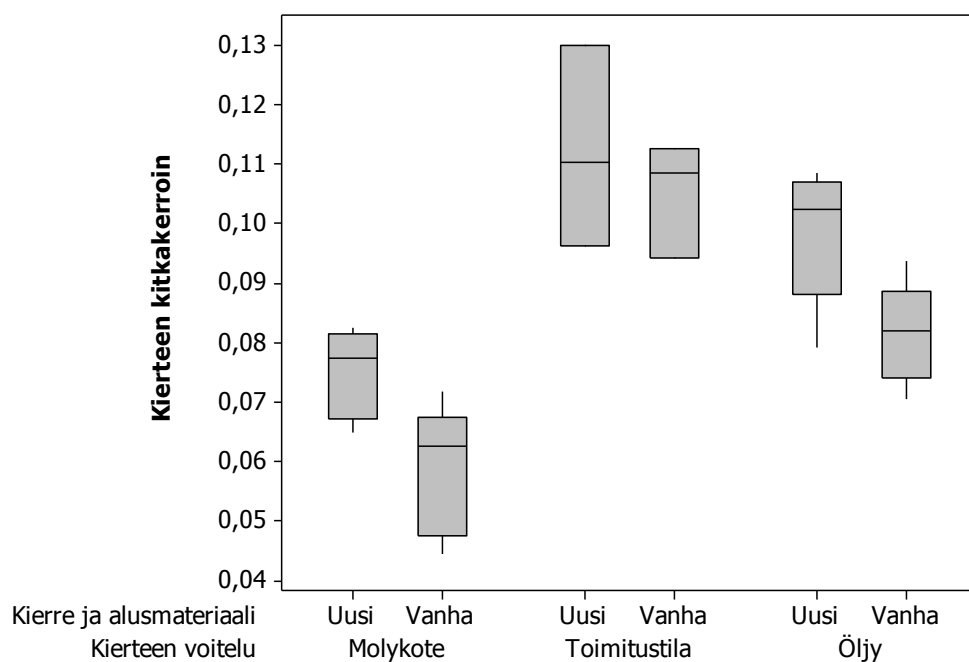


Kuva 54. Kannan kitkakerroin asennuskertojen funktiona eri voiteluaineilla.

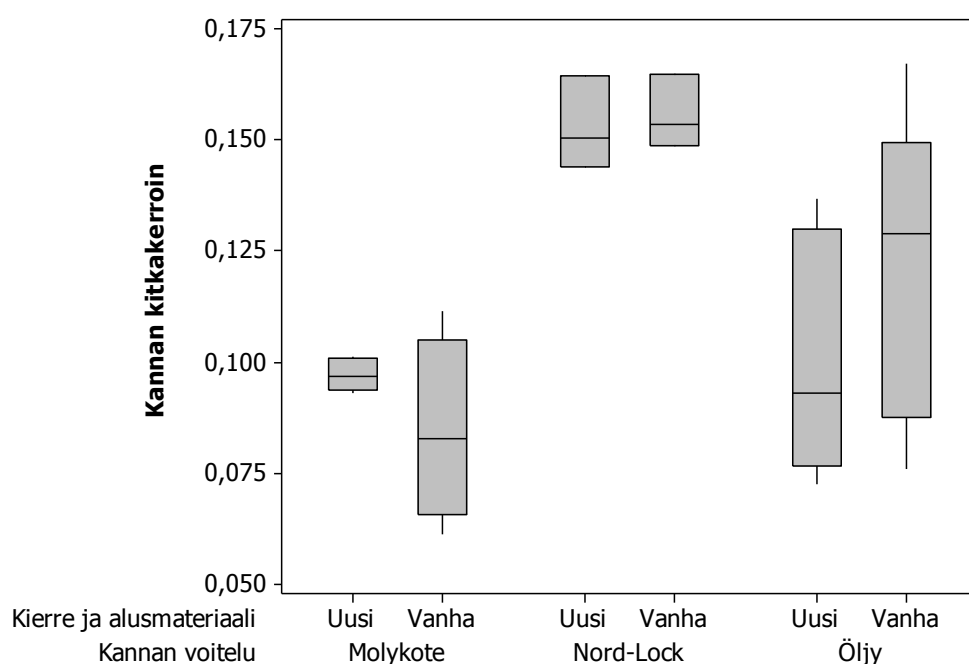
Kuvissa 55 ja 56 on vertailtu kierteen ja kannan kitkakertoimia kahdessa tilanteessa: kuvaajissa mainittu ”kierre ja alusmateriaali – uusi” tarkoittaa tilannetta, jossa kaikki osat ovat käyttämättömiä (ruuvi, kierreholkki ja alusmateriaalilevy) ja ”kierre ja alusmateriaali – vanha” tarkoittaa tilannetta, jossa ruuvi on uusi, mutta muihin osiin on kiristetty ruuvi viisi kertaa.

Erityisesti kuvasta 55 kannattaa huomata, että kun uuden pultin kanssa käytetään aina uutta Nord-Lock-lukitusaluslevyä, ei kannan kitkakerroin riipu käytännössä ollenkaan siitä, onko vääntökiristysmittalaitteeseen kuuluva alusmateriaalilevy uusi vai käytetty. Tämä on looginen tulos, sillä kaksiosaisia Nord-Lock-lukitusaluslevyjä käytettäessä liike tapahtuu lukitusaluslevyn puolikkaiden välissä ja pultin kannan sekä varsinaisen perusmateriaalin näkökulmasta mitään liikettä ei tapahdu.

Toinen huomionarvoinen seikka on kannan kitkakertoimen hajonnan muuttuminen uusien ja käytettyjen osien välillä käytettäessä Molykote-voiteluainetta: uusilla osilla hajonta on hyvin pientä, kun taas käytetyillä osilla hajonta moninkertaistuu. Yksi mahdollinen selitys tälle on se, että useiden kiristysten myötä alusmateriaalilevyjen ruuvin kannan alle jäävä alue kului huomattavasti.



Kuva 55. Kierteen kitkakerroin uudella ruuvilla: vertailu kun ruuvi asennetaan uusiin osiin tai osiin, joihin on kiristetty ruuvi jo viisi kertaa.



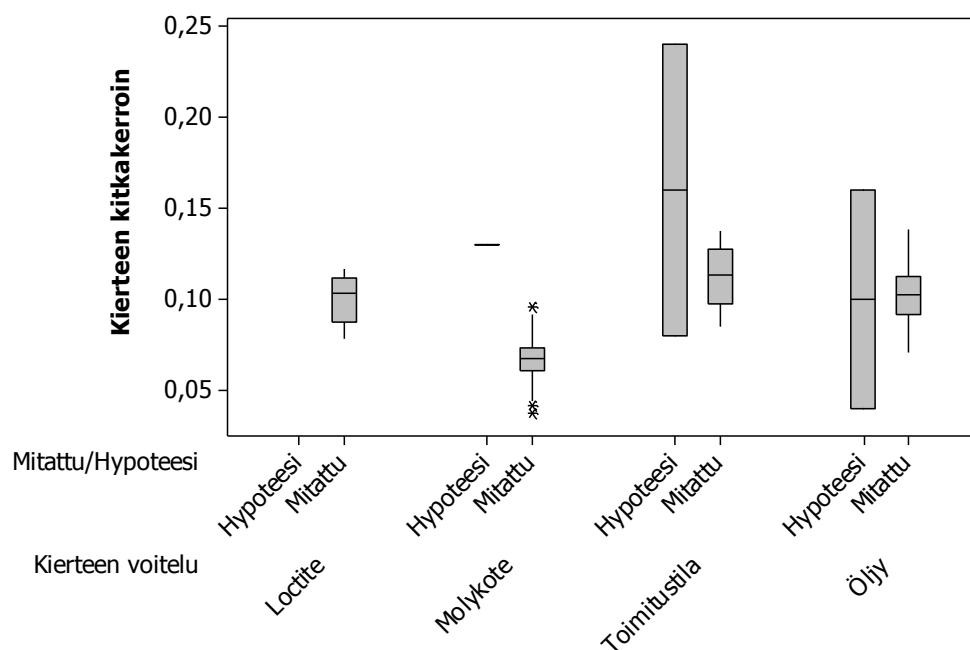
Kuva 56. Kannan kitkakerroin uudella ruuvilla: vertailu kun ruuvi asennetaan uusiin osiin tai osiin, joihin on kiristetty ruuvi jo viisi kertaa.

Koska useiden voiteluaineiden osalta kitkakerroinhypoteesit olivat tiettyjä arvovälejä, on myös mittaustuloksia syytä tarkastella samalla tavalla. M30-ruuvien kitkakerrointen ääriarvot on esitetty taulukossa 17. Taulukon 17 tulokset on lisäksi

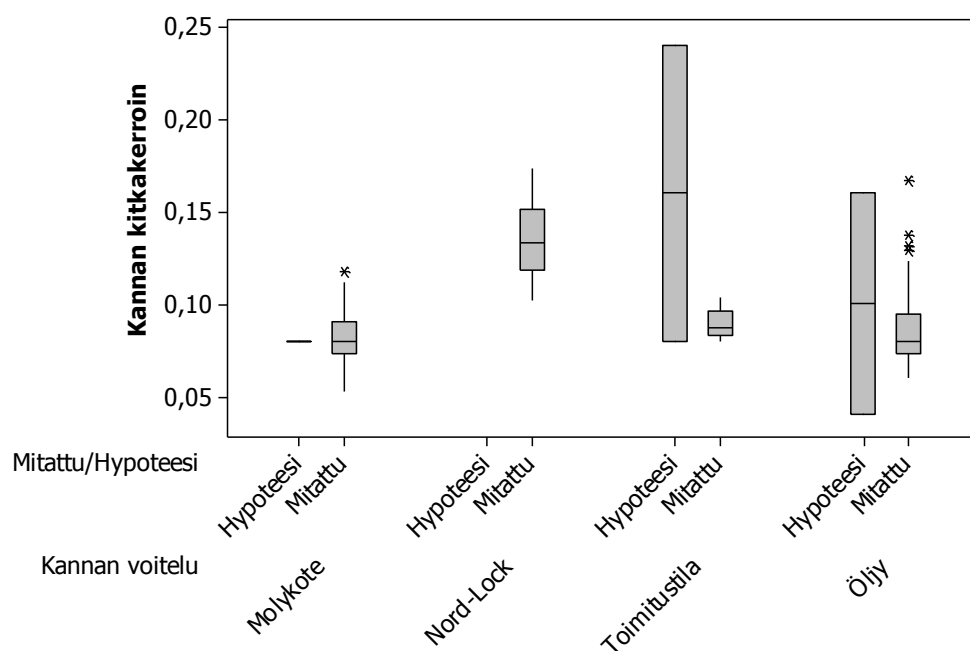
esitetty graafisesti kuvissa 57 ja 58. Lähdekirjallisuudessa, jonka perusteella hypoteesit on valittu, ei ole eroteltu esimerkiksi asennuskertoja, vaan kyse on pelkästään voitelusta. Niinpä myös taulukossa kunkin voiteluaineen yhteyteen on otettu kaikki kyseisellä voiteluaineella tehdyt toistot, riippumatta esimerkiksi asennuskerroista. Molykote-voiteluainetta käytettäessä M30-ruuvien kierteen kitkakerroin jäi kaikilla toistoilla hypoteesia pienemmäksi. Toimitustilassa olevilla ruuveilla kitkakerrointen vaihtelu oli odotettua pienempää. Muilta osin tulokset olivat lähellä hypoteeseja.

Taulukko 17. M30-ruuvien kitkakerrointen vaihteluvälit

Voitelu	$\mu_G$ , hypoteesi	Mitattu $\mu_G$ , vaihteluväli	$\mu_K$ , hypoteesi	Mitattu $\mu_K$ , vaihteluväli
Molykote 1000	0,13	0,04-0,10	0,08	0,05-0,12
Loctite 243	-	0,08-0,12	-	-
Öljy	0,04-0,16	0,07-0,14	0,04-0,16	0,06-0,17
Toimitustila	0,08-0,24	0,08-0,14	0,08-0,24	0,08-0,10
Nord-Lock-lukitusaluslevy	-	-	-	0,10-0,17

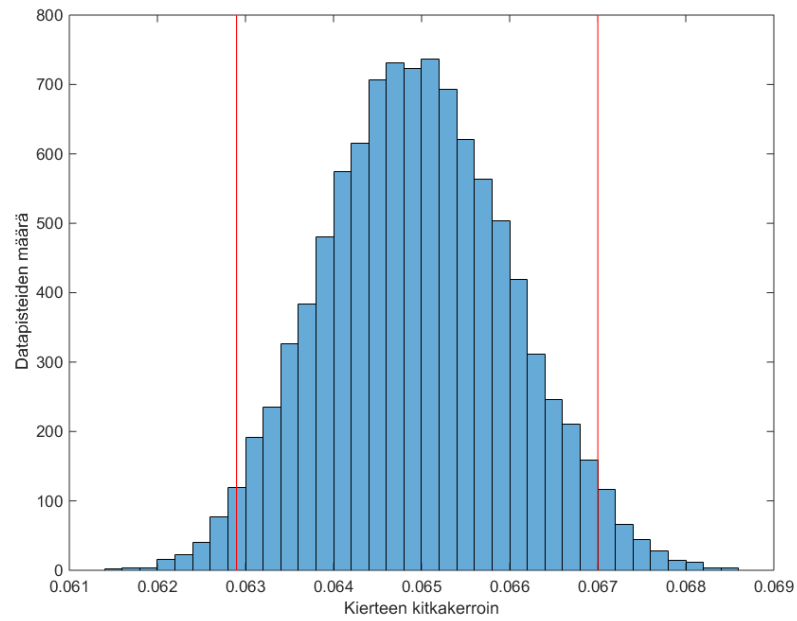


Kuva 57. Mitatut kierteen kitkakertoimet suhteessa hypoteeseihin. Loctitelle ei ole määritetty hypoteesiarvoa.

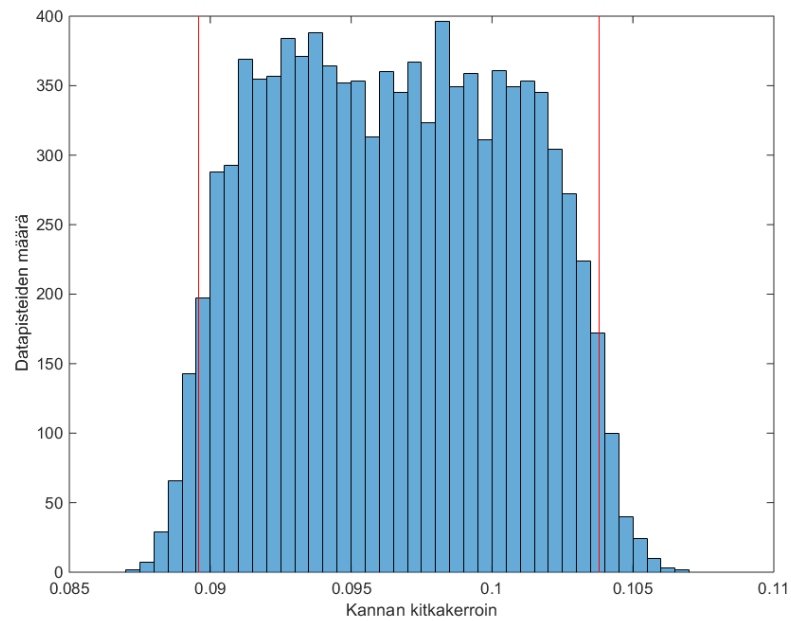


Kuva 58. Mitatut kannan kitkakertoimet suhteessa hypoteeseihin. Nord-Lock-lukitusaluslevylle ei ole määritelty hypoteesiarvoa.

M30-ruuvien testaukseen käytettiin vääntökiristysmittalaitetta M30-mittaholkilla. Mittauepävarmuutta arvioitiin MCM-menetelmällä ( $N = 10\,000$ ) käyttäen luvussa 4.2.5 listattuja osaepävarmuuksia. Kuvissa 59 ja 60 on esimerkin vuoksi esitetty erään mittauksen kierteen ja kannan kitkakerrointen MCM-jakaumat 95 % kattavuusväleillä. Kaikkien mittausten osalta mitatut kitkakertoimet 95 % kattavuusväleineen on esitetty liitteessä 4.



Kuva 59. Erään M30-ruuvin kierteen kitkakertoimen MCM-jakauma ( $N = 10\,000$ ), punaiset viivat rajaavat 95 % datapisteistä.

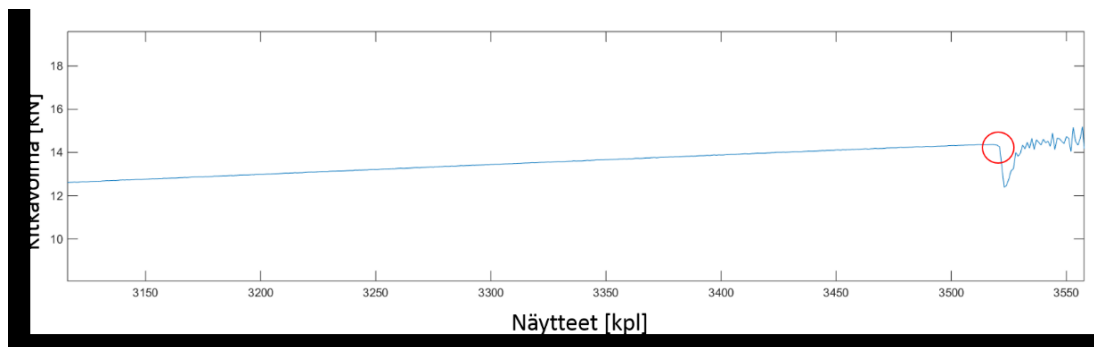


Kuva 60. Erään M30-ruuvin kannan kitkakertoimen MCM-jakauma ( $N = 10\,000$ ), punaiset viivat rajaavat 95 % datapisteistä.

## 6.3 Lepokitkakoe

### 6.3.1 Lepokitkakerrointen määrittäminen

Lepokitkakerroin on määritetty lukemalla aika-voima-kuvaajista suurin vetävän voiman arvo, jolla kitkakuutio pysyy paikoillaan. Normaalivoima oli kokeen aikana 70 kN, joka pidettiin vakiona kappaleita yhteen puristavan sylinterin voimahjauksella. Jokaisen toiston alussa normaalivoima asetettiin kuitenkin käsin hydraulisylinterin servo-ohjaimella, joten voima ei aina ole tasan 70 kN. Laskelmat on kuitenkin tehty aina käyttäen varsinaista, mitattua voimaa, joka on korjattu luvussa 4.3.3 mainituilla kalibrointikertoimilla.

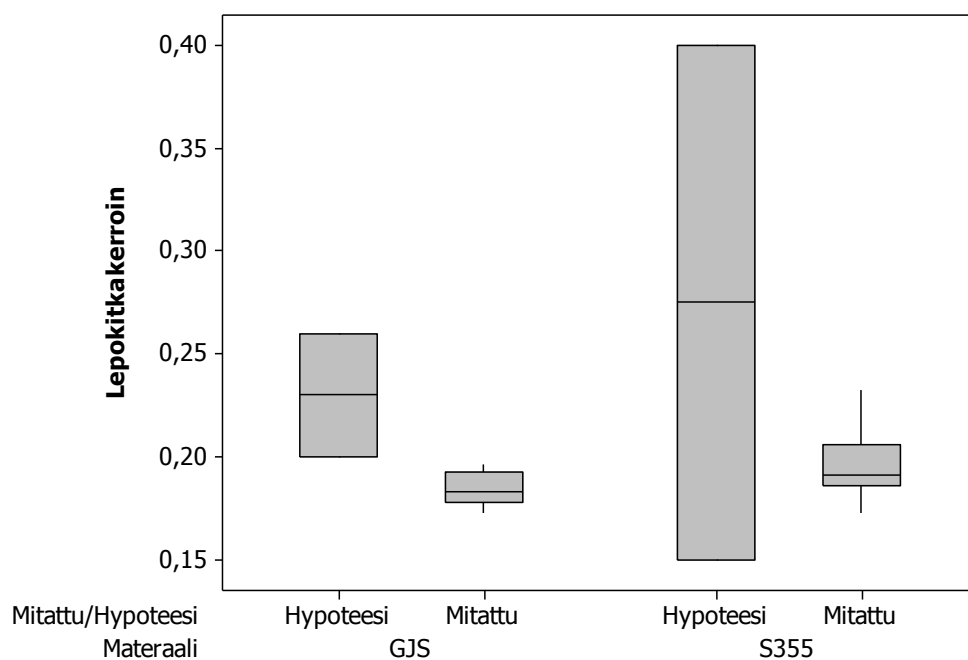


Kuva 61. Lepokitkakertoimen määrittäminen kitkavoiman kynnysarvosta. Punaisella ympyröity maksimikitkavoima ennen liikkellehtöä.

Kuvassa 61 on esitetty menetelmä, jolla kitkavoiman kynnysarvot on etsitty. Lepokitkakertoimet määritettiin jakamalla kitkavoiman kynnysarvot samalla ajanhetkellä vaikuttaneiden normaalivoimien arvoilla. Toisin sanoen lepokitkakertoimien määrittämiseen käytettiin kaavaa (1). Lepokitkakerrointen arvot jokaisen mittauksen osalta on esitetty liitteessä 5. Kunkin koesarjan lepokitkakerrointen keskiarvot on esitetty taulukossa 18.

Kaikkien teräskuutiolla suoritettujen toistojen (koesarjat 1-4) lepokitkakerrointen keskiarvo oli 0,196 ja vastaavasti valurautakuutioiden (koesarjat 5-8) lepokitkakerrointen keskiarvo oli 0,184. Materiaalin välinen vertailu on esitetty myös graafisesti kuvassa 62. Mitatut valurauta-teräs-materiaaliparin lepokitkakertoimet ovat hieman hypoteesia pienempiä. Tätä eroa voi osittain selittää se, että lähdekirjallisuuden perusteella määritetty hypoteesi arvoa on yleinen arvo keskivertomateriaaliparille.





Kuva 62. Valuraudan (GJS) ja teräksen (S355) lepokitkakerrointen vertailu suhteessa hypoteeseihin.

Taulukko 18. Lepokitkakokeen keskimääräiset lepokitkakertoimet koesarjoittain

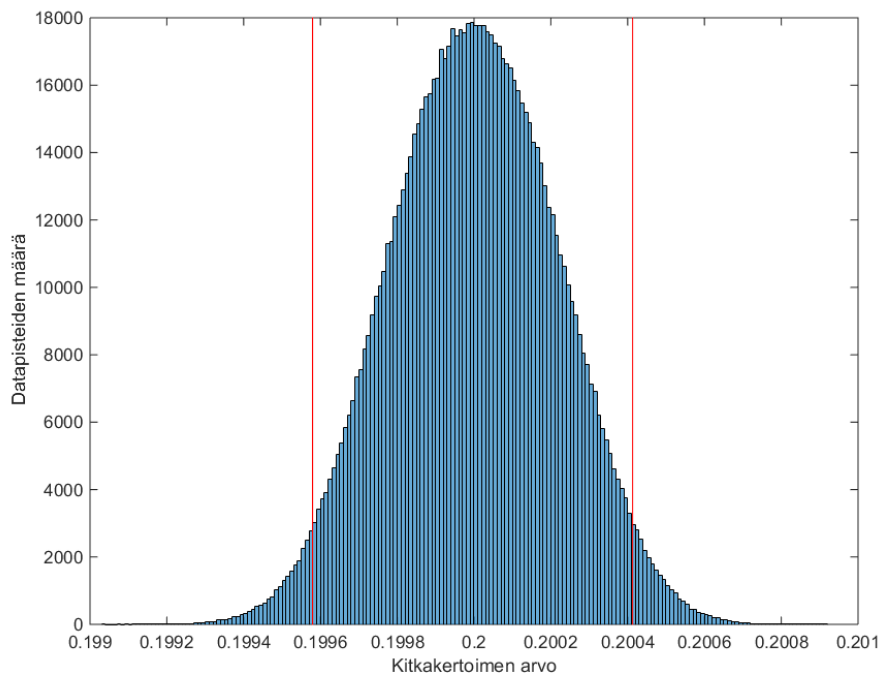
Koesarja	Koneistusjälkien suunta suhteessa liikesuuntaan	Materiaalipari (palkki/kuutio)	Keskimääräinen $\mu_T$	Hypoteesi $\mu_T$
1	Ristikkäin	42CrMoS4/S355	0,213	0,15-0,40
2	Ristikkäin	42CrMoS4/S355	0,188	0,15-0,40
3	Poikittain	42CrMoS4/S355	0,186	0,15-0,40
4	Pitkittäin	42CrMoS4/S355	0,200	0,15-0,40
5	Ristikkäin	42CrMoS4/GJS500-7	0,195	0,20-0,26
6	Ristikkäin	42CrMoS4/GJS500-7	0,188	0,20-0,26
7	Poikittain	42CrMoS4/GJS500-7	0,181	0,20-0,26
8	Pitkittäin	42CrMoS4/GJS500-7	0,180	0,20-0,26

Kuten luvussa 4.3.2 kuvattiin, eri tekijöiden vaikutusta lepokitkakertoimeen tutkittiin tekemällä koesarjojen välisiä t-testejä. Testeillä saadut p-arvot on esitetty taulukossa 19. Vaikutuksia käydään tarkemmin läpi luvuissa 6.3.2 ja 6.3.3.

Taulukko 19. Eri koesarjojen välisillä t-testeillä tutkittavat vaikutukset ja t-testien tuloksena saatavat p-arvot. Jos p-arvo on enintään 0,05, on testattujen joukkojen välillä tilastollisesti merkittävä ero.

Koesarja numero	1	2	3	4	5	6	7	8
1	-							
2	Koneistus- menetelmä 0,000	-						
3	Koneistus- kuvio, S355 0,000	Koneistus- kuvio, S355 0,714	-					
4	Koneistus- kuvio, S355 0,130	Koneistus- kuvio, S355 0,170	Koneistus- kuvio, S355 0,117	-				
5	Materiaali 0,002				-			
6		Materiaali 0,992			Koneistus- menetelmä 0,245	-		
7			Materiaali 0,382		Koneistus- kuvio, GJS 0,058	Koneistus- kuvio, GJS 0,316	-	
8				Materiaali 0,037	Koneistus- kuvio, GJS 0,012	Koneistus- kuvio, GJS 0,179	Koneistus- kuvio, GJS 0,800	-

Jokaisella toistolla mitatut voimat kuution liikkellelhtöhetkellä ovat melko lähellä toisiaan. Mittausepävarmuus tyypillisessä tapauksessa, jossa normaalivoima olisi 70 kN, kitkavoima 14 kN ja lepokitkakerroin siten  $\mu_T = \frac{14 \text{ kN}}{70 \text{ kN}} = 0,2$  määritettiin Monte Carlo –menetelmällä käyttäen luvussa 4.3.3 listattuja osaepävarmuuksia. MCM-toistojen määränä käytettiin  $N = 10^6$ , jolloin lepokitkakertoimen 95 % kattavuusväliksi saatiin [0,1996 0,2004]. Kattavuusvälin ääriarajojen erotuksen kuvaamiseen tarvitaan neljä desimaalia, joten mittausepävarmuutta voidaan tässä tapauksessa pitää pienenä. Esimerkkitapauksen MCM-jakauma on esitetty kuvassa 63.



Kuva 63. Lepokitkakokeen MCM-jakauma. Punaisten viivojen sisään jää 95 % datapisteistä.

### 6.3.2 Materiaalin vaikutus

Taulukosta 19 nähdään, että kitkatestikuution materiaalin (teräs tai valurauta) vaikutus lepokitkakertoimiin vaihtelee. Koesarjojen 1 ja 5 välillä t-testin p-tulos on 0,002 ja siten materiaalin vaikutus selkeä. Samoin koesarjojen 4 ja 8 välillä on tilastollisesti merkittävä ero. Koesarjoissa 1 ja 5 kitkatestipalkin ja –kuution koneistusjäljet ovat ristikkäin siten, että palkin koneistusjäljet ovat liikesuuntaan nähden poikittain ja kuution pitkittäin. Vastaavasti koesarjoissa 4 ja 8 liikesuunta on koneistusjälkeen nähden pitkittäin. Taulukon 19 perusteella muunlaisilla koneistusjälkiyhdistelmillä materiaalilla ei ole tilastollisesti merkittävää vaikutusta lepokitkakertoimiin.

### 6.3.3 Koneistuskuvioiden vaikutus

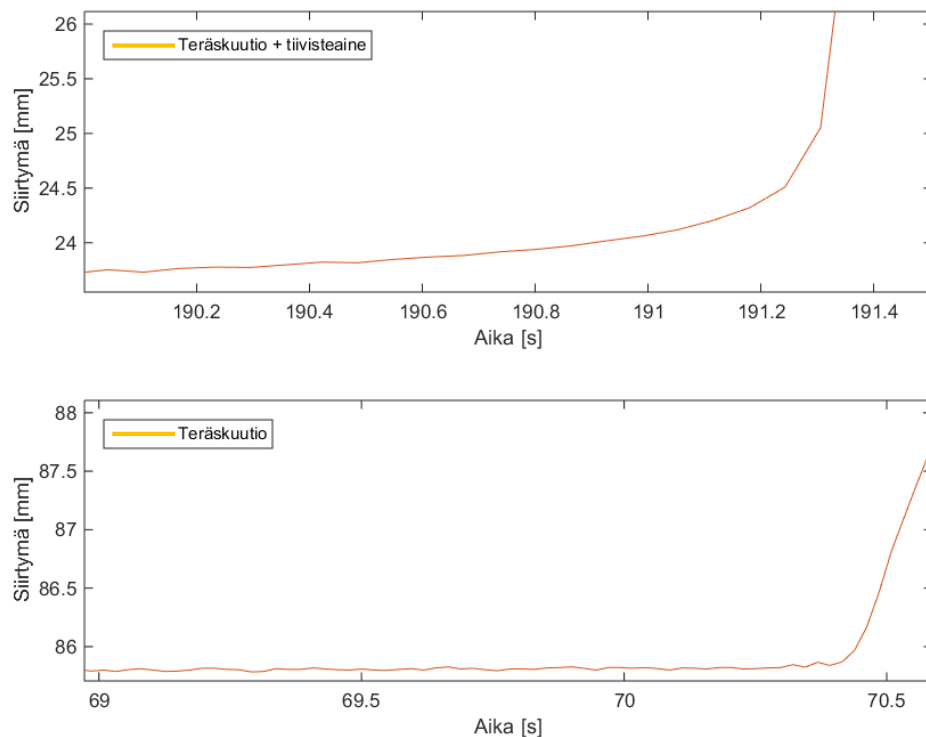
Koneistuskuvioita tutkittiin kahdella tavalla: Vertailtiin vaikuttaako koneistusjälkien koepalojen koneistusjälkien keskinäinen suunta suhteessa liikesuuntaan (koneistusjäljet pitkittäin, poikittain tai ristikkäin) lepokitkakertoimeen. Lisäksi tutkittiin koneistusmenetelmien vaikutusta vertaamalla koesarjoja, joissa kaikissa koneistusjäljet ovat kitkatestipalkissa ja –kuutiossa toisiinsa nähden ristikkäin, mutta kitkatestipalkit on koneistettu eri menetelmillä.

Taulukosta 19 nähdään, että valurautakuutioilla koneistuskuvioiden suunnilla tai koneistusmenetelmällä ei ollut tilastollisesti merkittäviä vaikutuksia lepokitkakertoimien arvoihin lukuun ottamatta sarjoja 5 ja 8. Teräskuutioilla taas koesarja 1 erottuu muista sarjoista muita koesarjoja korkeammalla lepokitkakertoimellaan:

koesarjassa 1 koneistusjäljet ovat ristikkäin liikesuuntaan siten, että palkin koneistusjäljet ovat liikkeeseen nähden poikittain ja kuution pitkittäin. Ristikkäin olevat koneistusjäljet eivät kuitenkaan selitä korkeaa lepokitkakerrointa, koska koesarjan 2, jossa koneistusjäljet ovat myös ristikkäin, mutta kitkatestipalkin koneistusmenetelmä erilainen, kitkakerroin on koesarjan 1 lepokitkakerrointa matalampi. Koesarjojen 1 ja 2 ero on tilastollisesti merkittävä. Koekappaleiden osalta koesarjaa 1 vastaa valurautakoesarja 5. Koesarjan 5 kitkakerroin on kaikkien valurautakoesarjojen korkein.

#### 6.3.4 Tiivisteen vaikutus

Lepokitkakokeen yhteydessä tutkittiin myös kitkatestipalojen välissä olevan tiivisteen vaikutusta kappaleiden liikkeellelähtoon. Tiivisteen valmistaja mainitsee aineen sallivan pienet siirtymät. Kuvan 64 alemmasta kuvaajasta voidaan nähdä, että ilman tiivistettä testipalat pysyvät käytännössä täysin paikoillaan, kunnes ne äkillisesti lähtevät liikkeelle. Tiivistettä käytettäessä sen sijaan on nähtävissä hieman sulavampi liikkeelleläheto: koepalat liikkuvat toisiinsa nähden hitaasti noin puoli millimetriä ennen äkillistä liikkeellelähettä.



Kuva 64. Kahden teräskuution siirtymän vertailu ajan funktiona. Molemmissa testeissä koepalat ovat muuten samanlaisia, mutta ylemmän kuvaajan testissä kitkatestipalkin ja –kuution välissä oli tiivistettä.

## 7 Johtopäätökset

Epäkeskovetokokeessa saatiin ruuviliitoksen epälineaarinen vaste esiin kokeellisesti. Lähes kaikissa kuormituspisteissä epälineaarisen vasteen muoto tuli esille myös FEM-analyysillä. FEM-analyysin tarkkuus riittää ruuvin aksiaalivoiman suuruusluokan arviointiin vasteen epälineaarisella alueella, mutta tarkimmallakin FEM-mallilla ruuvin lisäaksiaalivoimassa voi olla noin 20 % virhe kokeelliseen tulokseen verrattuna. FEM-analyysin epätarkkuutta voivat selittää esimerkiksi ruuvin mallinnuksessa käytetyt yksinkertaistukset. Toinen selittävä tekijä voi olla kontaktimallin tarkkuus: kontaktin painejakauma vaikuttaa ruuvin lisävoimaan, koska painejakauma määrittää epälineaarisella alueella koekappaleiden muodostaman vipuvarsisysteemin vipuvarsienvipuvarsi pituudet.

Epäkeskovetokokeen analyttiset mallit eivät pääasiassa kyenneet ennustamaan geometrialtaan suhteellisen monimutkaisen koekappaleen käyttäytymistä. Lineaarisella alueella analyttisillä malleilla laskettu, ruuville kohdistuva lisäaksiaalivoima on huomattavasti pienempi kuin mitatut lisäaksiaalivoimat. Kuten luvussa 2.7 mainittiin, VDI 2230 –laskentaopas ei ole tarkimmillaan mallinnettaessa prismaattisia moniruuviliitoksen osia, jollaista liitoskategoriaa nyt käytetty koekappale juuri edustaa. Tämä voi osaltaan selittää analyttisten tulosten eroa suhteessa kokeellisiin tuloksiin.

Analyttisesti lasketuista epälineaarisen vasteen rajavoimista ensimmäinen rajavoima  $F_{Aab}$  on oikeaa suuruusluokkaa. Jos liitoksen tarkka mallintaminen FEM:illä ei ole käytännön syistä mahdollista, voikin  $F_{Aab}$ :n analyttisellä approksimaatiolla tehdä jonkin tason varmistuksen sen suhteen, että käytön aikana ei mennä, ainakaan kovin paljoa, epälineaariselle alueelle. Tällöin analyysia voitaisiin yksinkertaistaa jättämällä epävarmemmin ennustettava epälineaarisen alueen vaste kokonaan huomiotta.

Epäkeskovetokokeen tuloksista kannattaa huomioida se, että kuormituspisteiden 1 ja 2 välillä on merkittävä ero vasteessa. Nämä kuormituspisteet valittiin sillä perusteella, että ne ovat alueella, johon vastaavan oikeankin rakenteen kuormitus kohdistuu. Kokeiden perusteella kuitenkin pienelläkin voiman vaikutuspisteen sijainnin epäkeskisyyden erolla voi olla suuri vaikutus vasteeseen. Niinpä ongelmaksi voikin muodostua sen määrittäminen, mihin kohtaan todellista rakennetta kuormitus tarkalleen kohdistuu.

Vääntökiristyskokeen kitkakerroinhypoteesit olivat melko laajoja lukuvälejä, mutta myös totetutuneet kitkakertoimet olivat lähes hypoteesivälien laajuudelle jakautuneita. Jos kiristysmomenttilaskennassa ei käytetä muita lähtötietoja kuin voiteluaineen tyyppiä, on hypoteesien mukaisten laajojen välien ja kaksivaiheisen, suurimmalla ja pienimmällä kitkakertoimella suoritettavan laskennan, käyttö

perusteltua. Jos halutaan käyttää pienempiä arvovälejä, tulee kiristystapahtumasta tietää lisätietoa: esimerkiksi onko kyseessä varmasti käyttämättömät komponentit, vai onko ne asennettu ja irrotettu jo joskus aikaisemmin.

Liitettyjen kappaleiden välinen lepokitkakerroin on yksi harvoista muuttujista, joiden suhteen voidaan ruuviliitosten mitoituksessa tehdä konservatiivinen valinta: Jos toteutunut kitkakerroin on korkeampi kuin laskennassa käytetty, on varmuus luiston suhteen konservatiivinen. Muihin varmuuksiin kappaleiden välisellä lepokitkakertoimella ei ole vaikutusta. Toteutettujen kokeiden perusteella konservatiiviseksi sekä teräs-teräs että teräs-valurauta materiaaaliparien lepokitkakertoimeksi suositellaan arvoa 0,18. Erityisillä koneistuksilla toteutunutta lepokitkakerrointa voidaan mahdollisesti nostaa. Tällöin kuitenkin valmistuksen laaduntarkkailussa pitäisi ottaa erityisesti huomioon, että pinta varmasti on juuri sellainen kuin suunnitteluvaiheessakin ajateltiin.

## 8 Yhteenveto

Tässä diplomityössä tutkittiin ruuviliitosten mitoitusprosessia. Erilaisten mitoituksessa käytettävien parametrien arvoja ja laskentamenetelmiä tutkittiin kokeellisesti. Työn rajaukseen kuuluva osa ruuviliitosten mitoitusprosessista jaettiin kolmeen vaiheeseen: kuormanjakautumislaskenta, kiristyslaskenta ja kitkalaskenta. Kutakin näistä kolmesta vaiheesta tutkittiin omalla kokeellaan.

Kuormanjakautumislaskentaa tutkittiin epäkeskovetokokeella, kiristyslaskentaa tutkittiin suunnittelemalla ja valmistamalla vääntökiristysmittalaite, jolla voidaan mitata ruuvien kierteen ja kannan kitkakertoimia vääntökiristystä käytettäessä ja kitkalaskentaa varten määritettiin materiaaaliparien lepokitkakertoimia. Erityistä huomiota kiinnitettiin mittausepävarmuuden arviointiin Monte Carlo –menetelmällä.

Kokeet onnistuivat pääasiassa hyvin. Vääntökiristysmittalaitetta ei pystytty kalibroimaan kaikkien voimien ja momenttien suhteen oletetuilla suurimmilla kuormilla, mikä lisää mittausepävarmuutta. Ekstrapolointi on mittausepävarmuuden kannalta erityisen huono asia siksi, että sen vaikutusta epävarmuuteen on vaikea arvioida. Mittausepävarmuudesta kannattaa kuitenkin muistaa se, että parhaimmassakin tapauksessa kyseessä on ainoastaan epävarmuusarvio, ei absoluuttinen totuus.

Mittaustulokset olivat lähellä hypoteeseja. Mittausten perusteella tutkittavien parametrien arvoina voi olla mahdollista käyttää hypoteesien kaltaisia laajoja lukuvälejä kapeampia lukualueita, mutta tarkempi arviointi vaatii yksityiskohtaista tietoa analysoitavasta rakenteesta: esimerkiksi tietyillä voiteluaineilla ruuvien kitkakerrointen hajonnan voidaan olettaa olevan erityisen pientä, jos voidaan olla varmoja siitä, että sekä ruuvit että liitettävät osat ovat uusia.

Potentiaalisia jatkotutkimuskohteita on ainakin kaksi: Ensimmäinen on tästä työstä pois rajatut pitkän aikavälin ilmiöt kuten ruuvien väsyminen ja liitospintojen asettuminen. Toinen jatkotutkimusaihe on myös tästä työstä pois rajattu laskennan vaihe, jossa määritetään moniruuviliitosten kutakin ruuvia kuormittava voima. Tämä laskentavaihe on laskentaprosessin etenemisjärjestyksen kannalta tässä työssä käsiteltyjä laskentavaiheita edeltävä vaihe.

Ruuviliitokset ovat olleet yleistä tekniikka jo kymmeniä vuosia. Niitä voidaankin käsitellä hyvin arkipäiväisesti tai toisaalta hyvin tarkoilla malleilla. Mallien yhä tarkentuessa ruuviliitoksissa riittääkin tutkittavaa vielä tuleville vuosille.

## 9 Läheteet

- [1] Azipod® gearless propulsors. ABB, 2015. [verkkosivu, viitattu 21.4.2015]  
saatavilla: <http://new.abb.com/marine/systems-and-solutions/electric-propulsion/azipod>.
- [2] Product Introduction - Azipod® XO2100 and XO2300. ABB Oy, 2012. Viitattu 21.4.2015, saatavilla  
[http://www09.abb.com/global/scot/scot293.nsf/veritydisplay/6c1b0250efd18e73c1257a530040dcf2/\\$file/XO2100\\_XO2300\\_Product\\_Intro\\_lowres.pdf](http://www09.abb.com/global/scot/scot293.nsf/veritydisplay/6c1b0250efd18e73c1257a530040dcf2/$file/XO2100_XO2300_Product_Intro_lowres.pdf).
- [3] Azipod® Product Platform Selection Guide. ABB Oy, 2010. Viitattu 21.4.2015, saatavilla:  
[http://www09.abb.com/global/scot/scot293.nsf/veritydisplay/1b13ae404001bd3ec125778a004300ac/\\$file/ABB%20-%20Azipod%20Selection%20Guide.pdf](http://www09.abb.com/global/scot/scot293.nsf/veritydisplay/1b13ae404001bd3ec125778a004300ac/$file/ABB%20-%20Azipod%20Selection%20Guide.pdf).
- [4] Friedrich, C. & Hubbertz, H. Friction behavior and preload relaxation of fastening systems with composite structures. *Composite Structures*, 2014. Vol. 110:April S. 335-341. Viitattu 29.1.2015.  
doi:10.1016/j.compstruct.2013.11.024. ISSN 0263-8223.
- [5] Dinger, G. & Friedrich, C. Avoiding self-loosening failure of bolted joints with numerical assessment of local contact state. *Engineering Failure Analysis*, 2011. Vol. 18:8. S. 2188-2200. Viitattu 28.1.2015.  
doi:10.1016/j.engfailanal.2011.07.012., ISSN 1350-6307.
- [6] VDI 2230. Systematic calculation of highly stressed bolted joints - Joints with one cylindrical bolt. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2014. 182 s..
- [7] Airila, M. et al. Koneenosien suunnittelu. 4.-5. painos. Helsinki: WSOY, 2010. 796 s. ISBN 978-951-0-20172-5.
- [8] VDI 2230 Part 2. Systematic calculation of highly stressed bolted joints - Multi bolted joints. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2014. 93 s..
- [9] Rules for Classification of Ships / High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft. Part 4 Chapter 4: Rotating Machinery, Power Transmission. Det Norske Veritas AS, 2013. 73 s.



- [10] ISO 898-1:2013. Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel - Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes - Coarse thread and fine pitch thread. Brussels: European Committee for Standardization, 2013. 57 s..
- [11] Eccles, W. et. al. Frictional changes during repeated tightening of zinc plated threaded fasteners. Tribology international, 2010. Vol. 43:4. S. 700-707. Viitattu 17.2.2015. doi:10.1016/j.triboint.2009.10.010. ISSN 0301-679X.
- [12] Bickford, J. H. An Introduction To The Design And Behavior Of Bolted Joints. 2nd edition. New York, New York, USA: Marcel Dekker, Inc.: 1990. 709 s. ISBN 0-8247-8167-8.
- [13] Alkatan, F. et. al. Equivalent axial stiffness of various components in bolted joints subjected to axial loading. Finite Elements in Analysis and Design, 2007. Vol, 43:8. S. 589-598. ISSN 0168-874X.
- [14] Williams, J.G. et. al. Analysis of externally loaded bolted joints: Analytical, computational and experimental study. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2009. Vol. 86:7. S 420-427. ISSN 0308-0161.
- [15] Molykote® 1000 Solid Lubricant Paste - Product Information. Dow Corning Corporation, 2013. Viitattu 21.4.2015, saatavilla: <http://www.dowcorning.com/DataFiles/090276fe8019066e.pdf>.
- [16] Marmidis, G. et al. Optimal placement of wind turbines in a wind park using Monte Carlo simulation. Renewable energy, 2008. Vol. 33:7. S. 1455-1460. Viitattu 19.2.2015. doi:10.1016/j.renene.2007.09.004. ISSN 0960-1481.
- [17] Theodorou, D. et al. Comparison of ISO-GUM and Monte Carlo methods for the evaluation of measurement uncertainty: Application to direct cadmium measurement in water by GFAAS. Talanta, 2011. Vol. 83:5. S. 1568-1574. Viitattu 19.2.2015., "doi:10.1016/j.talanta.2010.11.059. ISSN 0039-9140".
- [18] Wen, X. et al. Adaptive Monte Carlo and GUM methods for the evaluation of measurement uncertainty of cylindricity error. Precision Engineering, 2013. Vol. 37:4. S. 856-864. Viitattu 19.2.2015. doi:10.1016/j.precisioneng.2013.05.002. ISSN 0141-6359.
- [19] Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurements. JCGM, 2008. 134 s. Viitattu 20.2.2015. Saatavilla:

[http://www.bipm.org/utils/common/documents/jcgm/JCGM\\_100\\_2008\\_E.pdf](http://www.bipm.org/utils/common/documents/jcgm/JCGM_100_2008_E.pdf).

- [20] Evaluation of measurement data — Supplement 1 to the "Guide to the expression of uncertainty in measurement" — Propagation of distributions using a Monte Carlo method. JCGM, 2008. 90 s. Viitattu 20.2.2015., Saatavilla:  
[http://www.bipm.org/utils/common/documents/jcgm/JCGM\\_101\\_2008\\_E.pdf](http://www.bipm.org/utils/common/documents/jcgm/JCGM_101_2008_E.pdf).
- [21] Kanji, G. K. 100 Statistical Tests. 3rd ed. London, United Kingdom: SAGE Publications Ltd., 2006. [elektroninen kirja] ISBN 9781849208499. DOI <http://dx.doi.org/10.4135/9781849208499>.
- [22] Minitab, Inc. Minitab Help. 2010.
- [23] Santaoja, K. Rasitusopin käsikirja lujuusopin lukijoille. 1. painos. Espoo, Suomi: Sasata, 2011. 446 s. ISBN 978-952-67189-3-4.
- [24] Parnes, R. Solid Mechanics in Engineering. West Sussex, England: John Wiley & Sons Ltd., 2001. 728 s. ISBN 0 471 49300 7.
- [25] ISO 16047:2005. Fasteners - Torque/clamp force testing. Brussels: European Committee for Standardization, 2005. 18 s..
- [26] Croccolo, D. & De Agostinis, M. & Vincenzi, N. Influence of tightening procedures and lubrication conditions on titanium screw joints for lightweight applications. Tribology International, 2012. Vol. 55 November. S. 68-76. , *ISSN: 0301-679X, doi:10.1016/j.triboint.2012.05.0., viitattu 17.2.2015.*
- [27] Data Sheet - U2A... Load cells. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH. Viitattu 22.4.2015, saatavilla:  
<http://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/b1000.pdf>.
- [28] Järvenpää, I. (Helsinki University of Technology). Determination of the friction coefficient of a steel to steel contact. 2002. [Ei julkisesti saatavilla].
- [29] Pougis, A. et. al. Dry friction of steel under high pressure in quasi-static conditions. Tribology International, 2013. Vol. 67: November. S. 27-35. Viitattu 29.1.2015. doi:10.1016/j.triboint.2013.06.018. ISSN 0301-679X.

- [30] Belytschko, T. et. al. Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures. Chichester, West Sussex, England: John Wiley & Sons Ltd. 650 s. ISBN 471-98774-3.
- [31] Siemens Product Lifecycle Management Software Inc. NX Nastran User's Guide. 2011.
- [32] Siemens Product Lifecycle Management Software Inc. NX Nastran 8 - Advanced Nonlinear Theory and Modeling Guide. 2011.
- [33] Kim, J. et. al. Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints. Applied Mathematical Modelling, 2007. Vol 31:5. S. 895-911. Viitattu 2.4.2015. doi:10.1016/j.apm.2006.03.020. ISSN 0307-904X.

## Liitteet

### Liite 1. Kattavuusvälin laskeva MATLAB-ohjelma

```
function [ interval, trueCoverage ] = CovInt( data, coverage )
%CovInt Funktio laskee annetun lukujoukon kattavuusvälin halutulla
%kattavuudella
% Parametrit:
%
%     data: Tutkittava lukujoukko vektorimuodossa
%     coverage: Haluttu kattavuus, esimerkiksi 50 % kattavuutta
%               vastaa coverage-parametrin arvo 0.5, 95 % vastaa 0.95 ja niin
%               edelleen
%
% Tulokset:
%     interval: Kaksisoluinen vektori, jonka ensimmäisessä solussa
%     interval(1) on lasketun kattavuusvälin alaraja ja toisessa solussa
%     interval(2) on lasketun kattavuusvälin yläraja
%     trueCoverage = Lasketun välin (interval) todellinen kattavuus
%     annetusta datasta. Jos kattavuusvälin pituutta (arvojen
%     kappalemäärä) joudutaan pyöristämään paljon suhteessa annetun
%     datavektorin pituuteen, voi trueCoverage poiketa halutusta
%     kattavuudesta.
%
% Heikki Huovinen 24.3.2015

data = sort(data); % järjestetään data pienimmästä suurimpaan

covVal = ceil(coverage*length(data)); % haluttua kattavuutta
trueCoverage = covVal/length(data); % vastaava näytemäärä
lastInd = length(data) - covVal + 1;

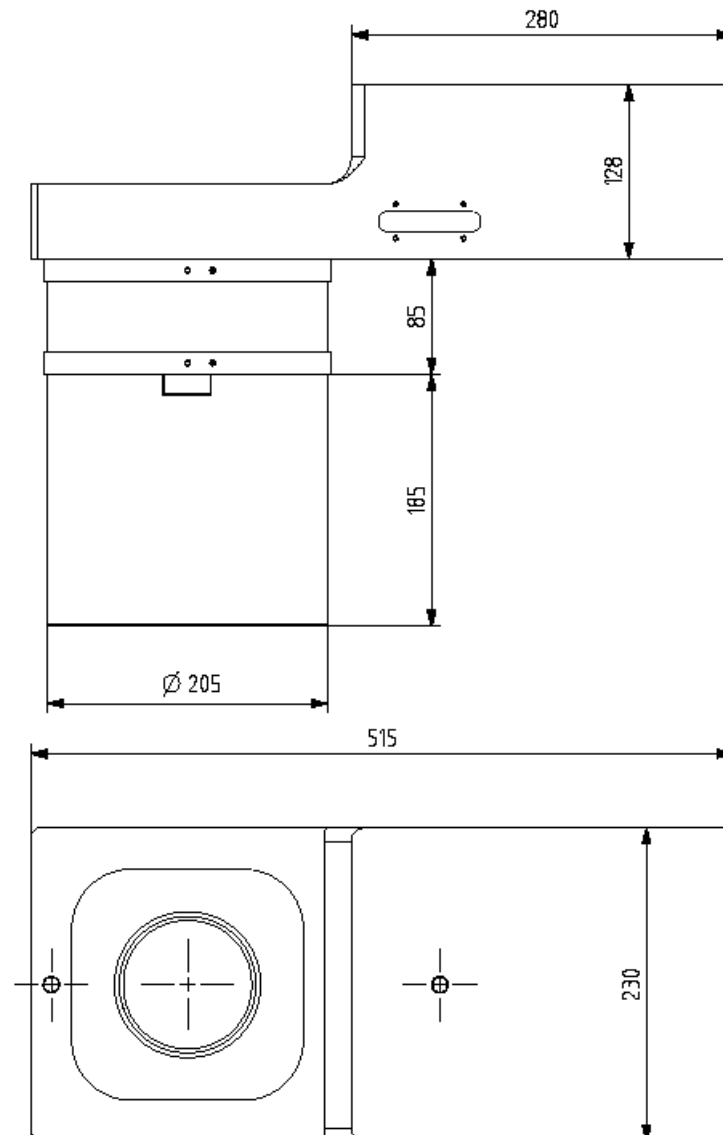
minIndex = -1;
minValue = -1;

for i = 1:lastInd % käydään annettu lukujoukko väli ja etsitään
    if i == 1      % lyhin väli, joka sisältää halutun osuuden datasta
        minIndex = 1;
        minValue = max(data(1:covVal)) - min(data(1:covVal));
    else
        currentMin = data(i + covVal - 1) - data(i);
        if currentMin < minValue
            minValue = currentMin;
            minIndex = i;
        end
    end
end

interval = [data(minIndex) data(minIndex + covVal - 1)];

figure(); % Piirretään histogrammi, jossa 95 % kattavuutta vastaavat viivat
histogram(data);
limit = ylim;
hold on;
line([interval(1) interval(1)], [0, limit(2)], 'Color', [1, 0, 0])
line([interval(2) interval(2)], [0, limit(2)], 'Color', [1, 0, 0])
xlabel('Data values');
ylabel('Count');
```

Liite 2. Vääntökiristysmittalaitteen päämitat, M100-ruuvien testauskonfiguraatio



### Liite 3. Epäkeskovetokokeen analyttinen vertailulaskelma

Punainen: Vaadittu syötearvo

Vihreä: Tulos

Huom: Näissä laskelmissa käytetään tämän työn muista osioista poiketen "joustavuutta", joka on jousivakion käänteisluku. Tämä valinta on tehty siksi, että VDI 2230 -laskentaoppaan kaavat on kirjoitettu tähän muotoon.

$F_V := 48900\text{N}$	Esijännitysvoima
$E_S := 205000\text{MPa}$	Pulttimateriaalin kimmokerroin
$E_M := 205000\text{MPa}$	Mutterin kimmokerroin
$E_P := 205000\text{MPa}$	Perusaineen kimmokerroin
$d := 16\text{mm}$	Pultin nimellishalkaisija
$d_1 := 15.8\text{mm}$	Pultin vapaan kierteettömän varren halkaisija
$d_3 := 13.356\text{mm}$	Kierteen juurihalkaisija
$d_B := 19\text{mm}$	Perusaineessa olevan vapaareiän halkaisija
$d_W := 22\text{mm}$	Pultin kannan alle jäävän alueen halkaisija Product grade
$l_1 := 243\text{mm}$	Pultin vapaan kierteettömän varren pituus
$l_{Gew} := 12\text{mm}$	Pultin vapaan kierteellisen varren pituus
$l_K := 255\text{mm}$	Liitospituus (engl. clamping length)
$b := 38\text{mm}$	Liitettävän kappaleen leveys
$c_T := 42\text{mm}$	Liitosrajapinnan mitta b-mittaa kohtisuorassa suunnassa
$u := 21\text{mm}$	Aukeamispisteen etäisyys kuvitteellisesti symmetrisen kappaleen keskilinjalta
$v := 21\text{mm}$	u-mittaa vastaavan aukeavan rajapinnan kantavan pisteen etäisyys kuvitteellisesti symmetrisen kappaleen keskilinjalta
$A_N := 0.25 \cdot \pi \cdot d^2$	Pultin nimellispoikkipinta-ala
$A_1 := 0.25 \cdot \pi \cdot d_1^2$	Pultin vapaan kierteettömän varren pinta-ala
$A_{d3} := 0.25 \cdot \pi \cdot d_3^2$	Kierteen pinta-ala juurihalkaisijalla
$l_{SK} := 0.5 \cdot d$	Kaava pätee kuusiopultille

$$\delta_{SK} := \frac{l_{SK}}{E_S \cdot A_N}$$

Pultin kannan joustavuus

$$w := 2$$

Liitoksen tyyppin mukainen parametri:  $w = 2$  kierreikään ruuvatululle ruuville

$$D_{Ap} := 44 \text{ mm}$$

Keskimääräinen reinaetäisyys-halkaisija rajapinnan yläpuolella

$$D_A := 36 \text{ mm}$$

Keskimääräinen rajapintahalkaisija

$$a := 46.5 \text{ mm}$$

Voiman vaikutuspisteen etäisyys kuvitteellisesti symmetrisen kappaleen keskiliinjasta **(KP1)**

$$\delta_{sym} := 4 \text{ mm}$$

Pultin etäisyys kuvitteellisesti symmetrisen kappaleen keskiliinjasta

$$l_G := 0.5d$$

Laskennallinen pituusmitta

$$l_M := 0.33 \cdot d$$

Laskennallinen pituusmitta, pätee kierreikään ruuvatululle ruuville

$$\delta_1 := \frac{l_1}{E_S \cdot A_1}$$

Pultin vapaan kierteettömän varren joustavuus

$$\delta_{Gew} := \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_{d3}}$$

Pultin vapaan kierteellisen varren joustavuus

$$\delta_G := \frac{l_G}{E_S \cdot A_{d3}}$$

Kierteen juurihalkaisijan joustavuus

$$\delta_M := \frac{l_M}{E_M \cdot A_N}$$

Perusmateriaalin kierreosan joustavuus

$$\delta_{GM} := \delta_G + \delta_M$$

Perusaineen kierteessä olevan pultin osan joustavuus

$$\delta_S := \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_{Gew} + \delta_{GM}$$

Pultin joustavuus

$$\beta_L := \frac{l_K}{d_W}$$

Apumuuttuja

$$y := \frac{D_{Ap}}{d_W}$$

Apumuuttuja

$$\varphi := \arctan(0.348 + 0.013 \cdot \ln(\beta_L) + 0.193 \cdot \ln(y))$$

Muodonmuutoskartion kulma radiaaneina, pätee kiemereikään ruuvatululle ruuville

$$\frac{\varphi \cdot 360}{2 \cdot \pi} = 27.186 \quad \text{Muodonmuutoskartion kulma asteina}$$

$$\delta_P := \frac{\left( \frac{2}{w \cdot d_h \cdot \tan(\varphi)} \right) \cdot \ln \left[ \frac{(d_W + d_h) \cdot (D_A - d_h)}{(d_W - d_h) \cdot (D_A + d_h)} \right] + \left( \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \right) \cdot \left[ I_K - \frac{(D_A - d_W)}{w \cdot \tan(\varphi)} \right]}{E_P \cdot \pi}$$

Yllä: Perusaineen kimmoisuus keskiselle puristukselle ja keskiselle kuormitukselle (muodonmuutoskartio ja -"holkki" muodostuvat)

$$l_V := \frac{(D_A - d_W)}{2 \cdot \tan(\varphi)}$$

Muodonmuutoskartion pituus

$$I_{VBers} := 0.147 \cdot \frac{[(D_A - d_W) \cdot d_W^3 \cdot D_A^3]}{D_A^3 - d_W^3}$$

Muodonmuutoskartion jäyhyysmomentti

$$I_{VeBers} := I_{VBers} + s_{sym}^2 \cdot \left( \frac{\pi}{4} \right) \cdot D_A^2$$

Epäkeskisen muodonmuutoskartion jäyhyysmomentti

$$l_H := l_K - \frac{(2 \cdot l_V)}{w}$$

Muodonmuutoslieriön pituus

$$I_{HBers} := \frac{(b \cdot c_T^3)}{12}$$

Muodonmuutoslieriön jäyhyysmomentti

$$I_{Bers} := \frac{I_K}{\frac{2}{w} \left( \frac{l_V}{I_{VeBers}} \right) + \frac{l_H}{I_{HBers}}}$$

Kappaleiden ekvivalentti jäyhyysmomentti



$$\delta_{Ptt} := \delta_p + \frac{(a \cdot s_{sym} \cdot l_K)}{E_p \cdot I_{Bers}}$$

Perusaineen joustavuus epäkeskiselle puristukselle ja epäkeskiselle kuormitukselle

$$\delta_{pZu} := (w - 1) \cdot \delta_M$$

Perusaineen kierrealueen joustavuus

$$\delta_{Pt} := \delta_p + \frac{(s_{sym}^2 \cdot l_K)}{E_p \cdot I_{Bers}}$$

Perusaineen joustavuus, epäkeskinen puristus

$$\Phi_{eKt} := \frac{(\delta_{Ptt} \cdot \delta_{pZu})}{\delta_S \cdot \delta_{Pt}}$$

Kuormansiirtokerroin epäkeskiselle puristukselle ja epäkeskiselle kuormitukselle, kun kuormitus on perusaineen pultin kannan alla

$$n := 0.125$$

Voimansiirtokerroin VDI 2230 Part 1 s. 62 taulukon mukaan  
(KP1; SV6;  $l_A/h = 0,1$ ;  $ak/h = 0,04$ )

$$\Phi_{ent} := n \cdot \Phi_{eKt} = 3.561 \times 10^{-3}$$

Kuormansiirtokerroin epäkeskiselle puristukselle ja epäkeskiselle kuormitukselle, kun kuormitus on perusaineen sisällä

$$F_{SA} := \Phi_{ent} \cdot p_A$$

Ruuvien lisäakiaalivoima lineaarisella alueella

$$b_T := b$$

$$I_{BT} := \frac{(b_T \cdot c_T^3)}{12}$$

Rajapinnan jäyhyysmomentti

$$A_D := b \cdot c_T - 0.25 \cdot \pi \cdot d_h^2$$

Rajapinnan pinta-ala

$$F_{Aab} := \frac{F_V}{\frac{(I_{BT} + a \cdot u \cdot A_D)}{(I_{BT} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D)} - \Phi_{ent}} = 1.113 \times 10^4 \text{ N}$$

Aksiaalikuormitus lineaarisen vasteen loppupisteessä

$$F_{SAlin} := \Phi_{ent} F_{Aab} = 39.64 \text{ N}$$

Ruuvien lisävoima lineaarisen vasteen loppupisteessä

$$n_K := \Phi_{ent} F_{Aab} - \frac{\left[ \left[ \frac{(v+a)}{v+s_{sym}} - \Phi_{ent} \right] \cdot F_{Aab} - F_V \right]}{\sqrt{\left[ 1 + \left[ \frac{(v+a)}{v+s_{sym}} \right]^2 \right] \cdot \left( 1 + \Phi_{ent}^2 \right) - \left[ 1 + \Phi_{ent} \cdot \frac{(v+a)}{v+s_{sym}} \right]}} \quad \text{Apumuuttuja}$$

$$m_K := F_{Aab} \left( 1 + \Phi_{ent}^2 \right) - \Phi_{ent} \cdot n_K \quad \text{Apumuuttuja}$$

$$F_{AKa} := \frac{\left[ m_K + \frac{(v+a)}{(v+s_{sym})} (n_K + F_V) \right]}{1 + \left[ \frac{(v+a)}{v+s_{sym}} \right]^2} = 2.057 \times 10^4 \text{ N}$$

Aksiaalikuormitus lineaarisen vipuvaikutusalueen alkupisteessä

Liite 4. Vääntökiristyskokeella määritetyt kitkakertoimet ja 95 % kattavuusvälit

Ruuvin koko		Kierteen voitelu	Kierteen kitkakerroin	95 % kattavuusvälin alaraja	95 % kattavuusvälin yläraja	Kannan voitelu		Kannan kitkakerroin	95 % kattavuusvälin alaraja	95 % kattavuusvälin yläraja
M30	Molykote	0,065	0,063	0,067		Molykote	0,097	0,089	0,104	
M30	Molykote	0,068	0,065	0,070		Molykote	0,080	0,073	0,086	
M30	Molykote	0,073	0,071	0,076		Molykote	0,072	0,065	0,078	
M30	Molykote	0,065	0,063	0,067		Molykote	0,075	0,069	0,081	
M30	Molykote	0,053	0,051	0,055		Molykote	0,079	0,073	0,085	
M30	Molykote	0,045	0,043	0,046		Molykote	0,083	0,077	0,088	
M30	Molykote	0,059	0,057	0,061		Molykote	0,069	0,064	0,075	
M30	Molykote	0,066	0,064	0,068		Molykote	0,061	0,055	0,067	
M30	Molykote	0,066	0,064	0,068		Molykote	0,063	0,057	0,069	
M30	Molykote	0,075	0,073	0,077		Molykote	0,053	0,047	0,058	
M30	Molykote	0,070	0,068	0,072		Molykote	0,094	0,087	0,101	
M30	Molykote	0,070	0,068	0,073		Molykote	0,079	0,073	0,086	
M30	Molykote	0,061	0,059	0,063		Molykote	0,077	0,071	0,083	
M30	Molykote	0,060	0,058	0,062		Molykote	0,074	0,068	0,080	
M30	Molykote	0,048	0,046	0,050		Molykote	0,082	0,076	0,088	
M30	Molykote	0,050	0,049	0,052		Molykote	0,070	0,064	0,075	
M30	Molykote	0,037	0,036	0,039		Molykote	0,082	0,076	0,088	
M30	Molykote	0,050	0,048	0,051		Molykote	0,074	0,068	0,079	
M30	Molykote	0,046	0,045	0,048		Molykote	0,073	0,067	0,078	
M30	Molykote	0,042	0,040	0,043		Molykote	0,079	0,074	0,085	
M30	Molykote	0,083	0,080	0,085		Molykote	0,093	0,085	0,100	
M30	Molykote	0,079	0,077	0,081		Molykote	0,080	0,073	0,087	
M30	Molykote	0,071	0,069	0,073		Molykote	0,081	0,074	0,087	
M30	Molykote	0,069	0,067	0,071		Molykote	0,077	0,071	0,084	
M30	Molykote	0,066	0,064	0,068		Molykote	0,076	0,070	0,083	
M30	Molykote	0,063	0,061	0,065		Molykote	0,098	0,091	0,106	
M30	Molykote	0,064	0,062	0,066		Molykote	0,089	0,083	0,096	
M30	Molykote	0,072	0,070	0,074		Molykote	0,081	0,074	0,087	
M30	Molykote	0,068	0,066	0,070		Molykote	0,089	0,082	0,096	
M30	Molykote	0,057	0,055	0,058		Molykote	0,095	0,088	0,101	
M30	Molykote	0,081	0,078	0,083		Molykote	0,101	0,093	0,109	
M30	Molykote	0,079	0,076	0,081		Molykote	0,092	0,084	0,099	
M30	Molykote	0,070	0,068	0,072		Molykote	0,090	0,083	0,097	
M30	Molykote	0,072	0,070	0,074		Molykote	0,082	0,076	0,089	
M30	Molykote	0,067	0,065	0,069		Molykote	0,075	0,069	0,081	
M30	Molykote	0,072	0,070	0,074		Molykote	0,061	0,056	0,067	
M30	Molykote	0,066	0,064	0,068		Molykote	0,064	0,058	0,069	

Ruuvien koko		Kierteen voitelu	Kierteen kitkakerroin	95 % kattavuusvälin alaraja	95 % kattavuusvälin yläraja		Kannan voitelu	Kannan kitkakerroin	95 % kattavuusvälin alaraja	95 % kattavuusvälin yläraja
M30	Molykote	0,069	0,067	0,071		Molykote	0,059	0,054	0,065	
M30	Molykote	0,063	0,061	0,065		Molykote	0,066	0,060	0,071	
M30	Molykote	0,063	0,061	0,064		Molykote	0,068	0,063	0,074	
M30	Molykote	0,077	0,075	0,080		Molykote	0,101	0,093	0,108	
M30	Molykote	0,091	0,089	0,094		Molykote	0,099	0,091	0,107	
M30	Molykote	0,084	0,082	0,086		Molykote	0,078	0,071	0,085	
M30	Molykote	0,059	0,057	0,061		Molykote	0,118	0,110	0,126	
M30	Molykote	0,071	0,069	0,073		Molykote	0,089	0,082	0,096	
M30	Molykote	0,063	0,061	0,065		Molykote	0,112	0,104	0,120	
M30	Molykote	0,082	0,080	0,085		Molykote	0,087	0,080	0,094	
M30	Molykote	0,084	0,082	0,087		Molykote	0,079	0,072	0,086	
M30	Molykote	0,096	0,094	0,099		Molykote	0,078	0,071	0,086	
M30	Molykote	0,073	0,071	0,075		Molykote	0,094	0,087	0,102	
M30	Loctite	0,114	0,111	0,117		Toimitustila	0,104	0,095	0,112	
M30	Loctite	0,100	0,097	0,103		Toimitustila	0,083	0,075	0,090	
M30	Loctite	0,109	0,106	0,112		Toimitustila	0,104	0,095	0,112	
M30	Loctite	0,087	0,085	0,090		Toimitustila	0,093	0,086	0,101	
M30	Loctite	0,106	0,103	0,109		Toimitustila	0,085	0,077	0,093	
M30	Loctite	0,078	0,076	0,081		Toimitustila	0,091	0,083	0,098	
M30	Loctite	0,111	0,108	0,114		Toimitustila	0,086	0,078	0,094	
M30	Loctite	0,099	0,096	0,102		Toimitustila	0,080	0,073	0,087	
M30	Loctite	0,117	0,114	0,120		Toimitustila	0,083	0,075	0,091	
M30	Loctite	0,086	0,084	0,088		Toimitustila	0,089	0,082	0,096	
M30	Öljy	0,106	0,103	0,109		Öljy	0,081	0,073	0,088	
M30	Öljy	0,119	0,115	0,122		Öljy	0,069	0,061	0,076	
M30	Öljy	0,118	0,115	0,122		Öljy	0,068	0,061	0,076	
M30	Öljy	0,128	0,125	0,131		Öljy	0,060	0,053	0,068	
M30	Öljy	0,114	0,111	0,117		Öljy	0,074	0,066	0,082	
M30	Öljy	0,082	0,080	0,084		Öljy	0,132	0,123	0,141	
M30	Öljy	0,083	0,080	0,085		Öljy	0,091	0,083	0,098	
M30	Öljy	0,099	0,097	0,102		Öljy	0,080	0,072	0,087	
M30	Öljy	0,103	0,100	0,105		Öljy	0,078	0,070	0,085	
M30	Öljy	0,106	0,103	0,109		Öljy	0,074	0,067	0,081	
M30	Öljy	0,109	0,106	0,111		Öljy	0,073	0,065	0,080	
M30	Öljy	0,100	0,097	0,102		Öljy	0,084	0,077	0,092	
M30	Öljy	0,125	0,121	0,128		Öljy	0,065	0,058	0,073	
M30	Öljy	0,113	0,110	0,116		Öljy	0,076	0,068	0,084	
M30	Öljy	0,113	0,110	0,116		Öljy	0,075	0,067	0,083	
M30	Öljy	0,084	0,081	0,086		Öljy	0,076	0,069	0,083	

Ruuvin koko		Kierteen voitelu	Kierteen kitkakerroin	95 % kattavuusvälin alaraja	95 % kattavuusvälin yläraja			Kannan voitelu	Kannan kitkakerroin	95 % kattavuusvälin alaraja	95 % kattavuusvälin yläraja
M30	Öljy		0,092	0,089	0,094	Öljy		0,074	0,067	0,081	
M30	Öljy		0,093	0,090	0,095	Öljy		0,067	0,060	0,073	
M30	Öljy		0,092	0,090	0,095	Öljy		0,063	0,057	0,070	
M30	Öljy		0,108	0,105	0,111	Öljy		0,060	0,053	0,067	
M30	Öljy		0,103	0,100	0,105	Öljy		0,093	0,085	0,101	
M30	Öljy		0,099	0,096	0,102	Öljy		0,089	0,082	0,097	
M30	Öljy		0,101	0,099	0,104	Öljy		0,083	0,075	0,090	
M30	Öljy		0,106	0,103	0,109	Öljy		0,077	0,070	0,085	
M30	Öljy		0,109	0,106	0,112	Öljy		0,073	0,066	0,080	
M30	Öljy		0,071	0,068	0,073	Öljy		0,099	0,092	0,107	
M30	Öljy		0,078	0,076	0,081	Öljy		0,102	0,094	0,109	
M30	Öljy		0,092	0,089	0,094	Öljy		0,080	0,073	0,087	
M30	Öljy		0,076	0,074	0,079	Öljy		0,092	0,085	0,100	
M30	Öljy		0,103	0,101	0,106	Öljy		0,066	0,059	0,073	
M30	Öljy		0,079	0,077	0,082	Öljy		0,137	0,128	0,146	
M30	Öljy		0,092	0,090	0,095	Öljy		0,100	0,091	0,108	
M30	Öljy		0,102	0,099	0,104	Öljy		0,091	0,083	0,099	
M30	Öljy		0,106	0,104	0,109	Öljy		0,082	0,074	0,089	
M30	Öljy		0,103	0,101	0,106	Öljy		0,085	0,077	0,093	
M30	Öljy		0,094	0,091	0,096	Öljy		0,129	0,119	0,138	
M30	Öljy		0,083	0,080	0,085	Öljy		0,105	0,097	0,113	
M30	Öljy		0,082	0,080	0,085	Öljy		0,102	0,095	0,110	
M30	Öljy		0,090	0,088	0,093	Öljy		0,087	0,079	0,094	
M30	Öljy		0,095	0,092	0,097	Öljy		0,086	0,079	0,094	
M30	Öljy		0,097	0,094	0,100	Öljy		0,123	0,114	0,132	
M30	Öljy		0,108	0,105	0,110	Öljy		0,117	0,108	0,126	
M30	Öljy		0,132	0,129	0,136	Öljy		0,079	0,071	0,087	
M30	Öljy		0,120	0,117	0,123	Öljy		0,080	0,072	0,088	
M30	Öljy		0,138	0,135	0,142	Öljy		0,068	0,060	0,076	
M30	Öljy		0,078	0,076	0,080	Öljy		0,167	0,157	0,178	
M30	Öljy		0,114	0,111	0,117	Öljy		0,102	0,093	0,111	
M30	Öljy		0,118	0,115	0,121	Öljy		0,069	0,061	0,076	
M30	Öljy		0,111	0,109	0,114	Öljy		0,073	0,066	0,081	
M30	Öljy		0,121	0,118	0,125	Öljy		0,062	0,055	0,069	
M30	Toimitustila		0,096	0,094	0,099	Nord-Lock		0,151	0,140	0,161	
M30	Toimitustila		0,109	0,106	0,112	Nord-Lock		0,131	0,121	0,141	
M30	Toimitustila		0,114	0,111	0,117	Nord-Lock		0,119	0,110	0,129	
M30	Toimitustila		0,112	0,109	0,115	Nord-Lock		0,115	0,106	0,124	
M30	Toimitustila		0,124	0,121	0,127	Nord-Lock		0,106	0,097	0,115	

Ruuvien koko		Kierteen voitelu	Kierteen kitkerroin	95 % kattavuusvälin alaraja	95 % kattavuusvälin yläraja		Kannan voitelu	Kannan kitkerroin	95 % kattavuusvälin alaraja	95 % kattavuusvälin yläraja
M30	Toimitustila	0,094	0,092	0,097		Nord-Lock	0,165	0,154	0,176	
M30	Toimitustila	0,085	0,082	0,087		Nord-Lock	0,148	0,138	0,158	
M30	Toimitustila	0,093	0,091	0,096		Nord-Lock	0,132	0,123	0,141	
M30	Toimitustila	0,095	0,092	0,097		Nord-Lock	0,129	0,119	0,137	
M30	Toimitustila	0,091	0,088	0,093		Nord-Lock	0,125	0,116	0,134	
M30	Toimitustila	0,110	0,108	0,113		Nord-Lock	0,165	0,153	0,176	
M30	Toimitustila	0,126	0,123	0,130		Nord-Lock	0,159	0,147	0,170	
M30	Toimitustila	0,127	0,124	0,131		Nord-Lock	0,163	0,151	0,174	
M30	Toimitustila	0,128	0,125	0,132		Nord-Lock	0,120	0,110	0,130	
M30	Toimitustila	0,128	0,124	0,131		Nord-Lock	0,115	0,106	0,125	
M30	Toimitustila	0,113	0,110	0,116		Nord-Lock	0,149	0,138	0,159	
M30	Toimitustila	0,115	0,112	0,118		Nord-Lock	0,134	0,124	0,144	
M30	Toimitustila	0,123	0,120	0,127		Nord-Lock	0,127	0,116	0,137	
M30	Toimitustila	0,138	0,134	0,141		Nord-Lock	0,102	0,093	0,112	
M30	Toimitustila	0,121	0,118	0,124		Nord-Lock	0,111	0,102	0,121	
M30	Toimitustila	0,130	0,127	0,133		Nord-Lock	0,144	0,133	0,155	
M30	Toimitustila	0,133	0,129	0,136		Nord-Lock	0,144	0,133	0,155	
M30	Toimitustila	0,123	0,120	0,126		Nord-Lock	0,130	0,119	0,140	
M30	Toimitustila	0,129	0,125	0,132		Nord-Lock	0,115	0,105	0,125	
M30	Toimitustila	0,135	0,132	0,139		Nord-Lock	0,105	0,096	0,115	
M30	Toimitustila	0,109	0,106	0,111		Nord-Lock	0,154	0,143	0,165	
M30	Toimitustila	0,096	0,093	0,098		Nord-Lock	0,174	0,162	0,185	
M30	Toimitustila	0,098	0,095	0,101		Nord-Lock	0,162	0,152	0,173	
M30	Toimitustila	0,108	0,105	0,111		Nord-Lock	0,148	0,138	0,159	
M30	Toimitustila	0,106	0,104	0,109		Nord-Lock	0,139	0,129	0,149	
M100	Molykote	0,085	0,083	0,088		Molykote	0,056	0,053	0,060	
M100	Molykote	0,129	0,126	0,132		Molykote	0,056	0,052	0,060	
M100	Molykote	0,069	0,067	0,070		Molykote	0,127	0,122	0,132	
M100	Molykote	0,101	0,098	0,104		Molykote	0,068	0,064	0,072	
M100	Molykote	0,072	0,070	0,073		Molykote	0,111	0,107	0,116	

Liite 5. Lepokitkakokeessa määritetyt kitkakertoimet

Sarja	$F_n$ [kN]	$F_t$ [kN]	$\mu$	Palkin koneistusjäljet	Kuution materiaali	Liikesuunta koneistusjälkeen
1	69,952	14,330	0,205	poikittain	S355	ristikkäin
1	69,912	15,490	0,222	poikittain	S355	ristikkäin
1	69,892	14,730	0,211	poikittain	S355	ristikkäin
1	69,912	14,590	0,209	poikittain	S355	ristikkäin
1	69,932	14,740	0,211	poikittain	S355	ristikkäin
1	69,982	15,390	0,220	poikittain	S355	ristikkäin
3	69,862	12,430	0,178	poikittain	S355	poikittain
3	69,942	13,140	0,188	poikittain	S355	poikittain
3	69,882	13,420	0,192	poikittain	S355	poikittain
3	69,922	13,000	0,186	poikittain	S355	poikittain
3	69,962	13,080	0,187	poikittain	S355	poikittain
3	70,072	12,980	0,185	poikittain	S355	poikittain
7	69,952	12,070	0,173	poikittain	GJS	poikittain
7	70,151	12,470	0,178	poikittain	GJS	poikittain
7	69,892	12,660	0,181	poikittain	GJS	poikittain
7	69,962	13,540	0,194	poikittain	GJS	poikittain
5	69,872	13,700	0,196	poikittain	GJS	ristikkäin
5	69,922	13,560	0,194	poikittain	GJS	ristikkäin
4	69,992	13,870	0,198	pitkittäin	S355	pitkittäin
4	69,902	13,880	0,199	pitkittäin	S355	pitkittäin
4	69,872	12,890	0,184	pitkittäin	S355	pitkittäin
4	70,042	13,760	0,196	pitkittäin	S355	pitkittäin
4	69,932	13,140	0,188	pitkittäin	S355	pitkittäin
4	69,962	16,260	0,232	pitkittäin	S355	pitkittäin
2	69,922	14,280	0,204	pitkittäin	S355	ristikkäin
2	69,982	14,040	0,201	pitkittäin	S355	ristikkäin
2	69,932	13,290	0,190	pitkittäin	S355	ristikkäin
2	69,932	12,930	0,185	pitkittäin	S355	ristikkäin
2	69,862	12,220	0,175	pitkittäin	S355	ristikkäin
2	69,862	13,090	0,187	pitkittäin	S355	ristikkäin
2	69,862	12,040	0,172	pitkittäin	S355	ristikkäin
2	69,912	13,050	0,187	pitkittäin	S355	ristikkäin
6	70,032	12,940	0,185	pitkittäin	GJS	ristikkäin
6	69,962	13,320	0,190	pitkittäin	GJS	ristikkäin
8	70,062	13,020	0,186	pitkittäin	GJS	pitkittäin
8	69,952	12,140	0,174	pitkittäin	GJS	pitkittäin
8	70,002	12,680	0,181	pitkittäin	GJS	pitkittäin
8	69,932	12,510	0,179	pitkittäin	GJS	pitkittäin